

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2001-152952

(43)Date of publication of application : 05.06.2001

(51)Int.Cl.

F02D 45/00
F02D 41/02
F02D 43/00
F02M 25/07
F02P 5/15

(21)Application number : 11-336005

(71)Applicant : NGK SPARK PLUG CO LTD

(22)Date of filing : 26.11.1999

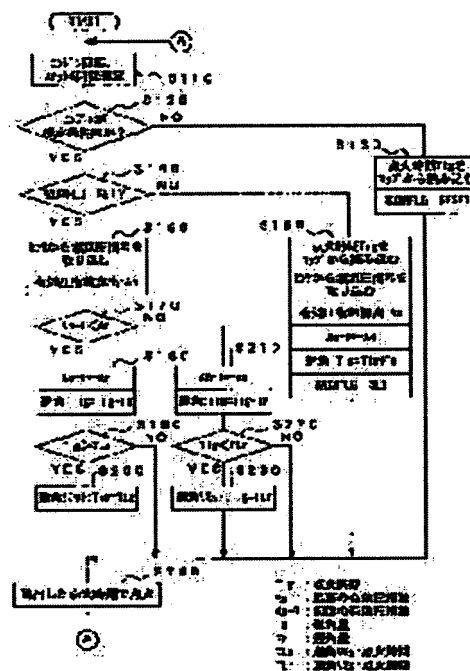
(72)Inventor : MATSUI MASAYOSHI
SUZUKI TAKAHIRO

(54) METHOD OF CONTROLLING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a method of controlling for an internal combustion engine to high-precisely calculate an effective pressure index by a cylinder pressure detected by a seat type pressure sensor and control the combustion state of an internal combustion engine to an optimum based on a calculated effective pressure index.

SOLUTION: In an internal combustion of an embodiment, after a value obtained by subtracting a pressure integration value A before a top dead center from a pressure integration value B after a top dead center calculated by integrating a cylinder pressure detected by an ignition plug 11 with a built-in pressure sensor is divided by a first correction reference value C being a difference of a cylinder pressure at a BTC20° CA and a TDC90° CA, by subtracting a second correction reference value D being a value of an effective pressure index during shut-off of fuel, an effective pressure index An is calculated. This method corrects the error of a detecting cylinder pressure and calculates the accurate effective pressure index An. Further, by controlling an ignition timing, an air-fuel ratio, an ECR amount, and a fuel injection timing based on the effective pressure index An during steady operation of the internal combustion engine, a combustion state is controlled to an optimum.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 02.03.2006

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

*** NOTICES ***

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] An internal combustion engine's cylinder internal pressure is detected by detecting change of an ignition plug bolting load by the piezoelectric device with which the mounting eye of an ignition plug was equipped. It is the internal combustion engine control approach which controls an internal combustion engine based on the effective pressure characteristic used as an internal combustion engine's source of power computed based on this cylinder internal pressure. A top dead center total-pressure impulse part value is computed by integrating with said cylinder internal pressure within a fixed period defined after an inlet valve closes before the crank angle reached the top dead center. An after [a top dead center] pressure integral value is computed by integrating with said cylinder internal pressure within a fixed period defined after a crank angle reaches said top dead center before the exhaust valve opened. The internal combustion engine control approach characterized by computing the difference of said after [a top dead center] pressure integral value, and said top dead center total-pressure impulse part value as an effective pressure characteristic.

[Claim 2] It computes by integrating with said cylinder internal pressure within a period until a crank angle reaches said top dead center from before [a top dead center] 90-degreeCA in said integral-in front of top dead center value. It computes by integrating with said cylinder internal pressure within a period after a crank angle reaches said top dead center in said integral-behind top dead center value until it reaches 90-degreeCA after a top dead center. The internal combustion engine control approach according to claim 1 characterized by computing the difference of said after [a top dead center] pressure integral value, and said top dead center total-pressure impulse part value as an effective pressure characteristic, and controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic.

[Claim 3] The difference of said cylinder internal pressure at the different 2 time among said cylinder internal pressure detected after an inlet valve closes before [before ignition timing] is set up as the 1st amendment reference value. By *(ing) further said effective pressure characteristic computed as a difference of said after [a top dead center] pressure integral value, and said top dead center total-pressure impulse part value with said 1st amendment reference value, it amends and an internal combustion engine is controlled based on the this amended effective pressure characteristic, The internal combustion engine control approach according to claim 1 or 2 by which it is characterized.

[Claim 4] In the internal combustion engine control approach given in either of claim 1 to claims 3 Set up the effective pressure characteristic which computes the effective pressure characteristic in all operational status including the time of flame-failure operation, and is computed at the time of said flame-failure operation as the 2nd amendment reference value, and by lengthening said 2nd amendment reference value from said effective pressure characteristic usually computed at the time of operation The internal combustion engine control approach characterized by controlling an internal combustion engine based on said effective pressure characteristic which usually amended the effective pressure characteristic at the time of operation, and was this amended.

[Claim 5] The internal combustion engine control approach given in either of claim 1 to claims 4 characterized by judging whether an internal combustion engine's operational status is stable, computing said effective pressure characteristic at the time of steady operation whose operational status of an internal combustion engine is stable at least, and controlling an internal combustion

engine based on the this computed effective pressure characteristic.

[Claim 6] It is the internal combustion engine control approach which controls ignition timing based on said effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of an internal combustion engine. When said effective pressure characteristic computed after changing only the ignition timing variation which was able to set ignition timing beforehand becomes larger than the effective pressure characteristic computed before changing ignition timing Next ignition timing is changed in the same direction as the change direction by said ignition timing variation. When said effective pressure characteristic computed after changing only the ignition timing variation which was able to set ignition timing beforehand on the contrary is below an effective pressure characteristic computed before changing ignition timing The internal combustion engine control approach according to claim 5 characterized by controlling ignition timing by changing next ignition timing to an opposite direction with the change direction by said ignition timing variation.

[Claim 7] It is the internal combustion engine control approach which controls an air-fuel ratio or the amount of EGR(s) based on said effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of an internal combustion engine. After changing only the amount of fuel oil consumption and the amount of EGR(s) which was able to define either beforehand at least When the value showing the breadth of distribution of the effective pressure characteristic by which only the count appointed beforehand is computed is below a decision value defined beforehand Even if there are little control which decreases fuel oil consumption, and control to which the amount of EGR(s) is made to increase, one of control is performed. On the contrary, after changing only the amount of fuel oil consumption and the amount of EGR(s) which was able to define either beforehand at least When the value showing the breadth of distribution of the effective pressure characteristic by which only the count appointed beforehand is computed becomes larger than the decision value defined beforehand The internal combustion engine control approach according to claim 5 or 6 characterized by controlling an air-fuel ratio or the amount of EGR(s) by [of the control to which fuel oil consumption is made to increase, and the control which decreases the amount of EGR(s)] performing one of control at least.

[Claim 8] It is based on said effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of the internal combustion engine of a direct injection mold. The effective pressure characteristic computed after changing only the fuel-injection-timing variation which is the internal combustion engine control approach which controls fuel injection timing, and was able to set fuel injection timing beforehand When becoming larger than the effective pressure characteristic computed before changing fuel injection timing Next fuel injection timing is changed in the same direction as the direction by said fuel-injection-timing variation. When the effective pressure characteristic computed after changing only the fuel-injection-timing variation which was able to set fuel injection timing beforehand on the contrary is below an effective pressure characteristic computed before changing fuel injection timing The internal combustion engine control approach given in either of claim 5 to claims 7 characterized by controlling fuel injection timing by changing next fuel injection timing to the direction and opposite direction by said fuel-injection-timing variation.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the internal combustion engine control approach which controls an internal combustion engine based on the effective pressure characteristic which is computed and computed an internal combustion engine's effective pressure characteristic based on the cylinder internal pressure detected by the piezoelectric device prepared for the internal combustion engine.

[0002]

[Description of the Prior Art] In an internal combustion engine, as an approach for performing judgment of an internal combustion engine's combustion condition, detection of knocking, improvement in fuel consumption, exhaust gas normalization, etc., the pressure (cylinder internal pressure) of a combustion chamber is detected, and there is the approach of judging based on this cylinder internal pressure. Moreover, since cylinder internal pressure changes according to actuation of an internal combustion engine, it can compute the indicated mean effective pressure used as an internal combustion engine's source of power based on change of cylinder internal pressure. The indicated mean effective pressure in which an internal combustion engine's combustion condition was reflected correctly can be obtained by computing indicated mean effective pressure especially based on change of the cylinder internal pressure in the whole 1 combustion cycle.

[0003] And there is a method of detecting the pressure fluctuation of the combustion chamber spread to a pressure pilot hole by preparing the pressure pilot hole which leads to a combustion chamber in the cylinder head as an approach of detecting cylinder internal pressure, for example, and equipping a pressure pilot hole with a pressure sensor. However, this cylinder internal pressure detection approach has the problem that cost becomes high while an internal combustion engine's structure becomes complicated, since it is necessary to process the cylinder head in order to prepare a pressure pilot hole.

[0004] To this problem, a pressure sensor is arranged into the mounting eye part of an ignition plug, and the seat type pressure sensor which detects cylinder internal pressure is proposed by fluctuation of the bolting load when binding an ignition plug tight to the cylinder head (refer to JP,6-290853,A). Thereby, processing for preparing a pressure pilot hole in the cylinder head becomes unnecessary, and it becomes possible to detect cylinder internal pressure by low cost, without processing an internal combustion engine's structure intricately.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since a seat type pressure sensor is the structure where fluctuation of the bolting load of an ignition plug detects cylinder internal pressure, when influenced by the taking-a-seat noise of an inlet valve and an exhaust valve, it has the problem that the output signal of the detected cylinder internal pressure will separate from actual pressure variation greatly. Therefore, when a seat type pressure sensor is used, it is difficult about the whole 1 combustion cycle including the time of actuation of an inlet valve and an exhaust valve to detect cylinder internal pressure correctly, and it becomes difficult in precision to compute correctly an internal combustion engine's indicated mean effective pressure computed based on the cylinder internal pressure in the whole 1 combustion cycle.

[0006] In order to check the effect of the noise by the inlet valve and the exhaust valve here, the

output signal wave of the seat type pressure sensor at the time of operation of an internal combustion engine is shown in drawing 2 . According to the output signal wave shown in drawing 2 , by the seat type pressure sensor, it turns out that the output signal wave (cylinder internal pressure) is changed at the time of close [of an inlet valve], and open [of an exhaust valve] (INTAKE VALVE CLOSE) (EXHAUST VALVE OPEN).

[0007] Moreover, as for the piezoelectric device which constitutes a pressure sensor, it is also known with temperature that output characteristics will change. Here, change of the property over the temperature change of a piezoelectric device is shown to drawing 10 R> 0 (a). Drawing 10 (a) expresses rate of change on the coordinate plane which makes 0% the output charge of the pressure sensor at the time of 20 degrees C, expresses the rate of change of the output charge of the pressure sensor by the temperature change, makes an axis of abscissa temperature, and makes an axis of ordinate rate of change. The property of the pressure sensor shown in drawing 10 (a) shows that the output charge (henceforth an output signal) of a pressure sensor changes with temperature changes.

[0008] And individual difference exists in sensibility slightly and it turns out that some error resulting from individual difference is in an output signal at the piezoelectric device which constitutes a pressure sensor. Moreover, since the charge which a piezoelectric device outputs is minute, generally the output signal of a piezoelectric device is amplified and used by the amplifying circuit. For this reason, if the error which is tolerance as a piezoelectric-device simple substance is also amplified by the amplifying circuit, it will become the value which cannot disregard this error.

[0009] The measurement result of the measurement which checks the existence of the error of the output signal in a piezoelectric device here and which went to accumulate is shown in drawing 3 (a). Measurement detected cylinder internal pressure using the amplifying circuit by two seat type pressure sensors (a sensor 1, sensor 2) of isomorphism, and the insertion mold pressure sensor in a cylinder formed in the pressure pilot hole which leads to a combustion chamber, and was performed by computing the difference of the integral value of the cylinder internal pressure a top dead center front and after a top dead center. In addition, the difference of this integral value is called an effective pressure characteristic, and drawing 3 (a) describes it, and shows the relation of each effective pressure characteristic computed using the seat type pressure sensor to the effective pressure characteristic computed using the insertion mold pressure sensor in a cylinder. The measurement result shown in drawing 3 (a) shows that the computed effective pressure characteristics differ, even if it is the seat type pressure sensor of isomorphism. This shows that the error of the output signal by the individual difference of the sensibility of a piezoelectric device exists.

[0010] Furthermore, if the bolting loads at the time of ignition plug installation differ in order to detect cylinder internal pressure by detecting the bolting load of an ignition plug, a difference will produce a seat type pressure sensor in fluctuation of the bolting load by change of cylinder internal pressure. Even if it uses the instrument which measures bolting loads, such as a torque wrench, it will be actually difficult to unify a bolting load even into extent which does not influence pressure detection of a seat type pressure sensor strictly. Therefore, the output characteristics of the detection pressure force of a seat type pressure sensor will be influenced by the individual difference of the bolting load of an ignition plug.

[0011] Here, the rate of change of the detection pressure force of the seat type pressure sensor by change of bolting torque is shown to drawing 10 (b). drawing 10 (b) -- bolting torque -- 25 N-m it is -- the relation between the bolting torque when changing bolting torque and an output signal is shown, using the output signal of the seat type pressure sensor at the time as 100%. If bolting torque becomes small, rate of change will fall (an output charge becoming small), and if bolting torque becomes large, rate of change will rise, as shown in drawing 10 (b) (an output charge becomes large). This shows that the output signal of a seat type pressure sensor is changing when bolting torque changes.

[0012] Thus, since an error is included in an output signal by individual difference, such as temperature, sensibility, and bolting torque, a seat type pressure sensor has a possibility that cylinder internal pressure with a high precision may be undetectable. For this reason, it is difficult in precision to compute an internal combustion engine's effective pressure characteristic correctly based

on change of the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor.

[0013] Moreover, combustion gas has generated change of the bolting load by cylinder internal pressure by pressing down an ignition plug. And since combustion gas enters the opening which exists in coincidence between the screw section of the subject metallic ornaments of an ignition plug, and the screw section of the cylinder head, even if actual cylinder internal pressure falls, a residual pressure will occur according to the outflow delay of the combustion gas which exists in the opening of the screw section.

[0014] Here, the measurement result of the measurement which checks that the effect by the residual pressure exists in the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor and which went to accumulate is shown in drawing 4. Measurement was performed by detecting the cylinder internal pressure of the same combustion chamber using the seat type pressure sensor and the insertion mold pressure sensor in a cylinder formed in the pressure pilot hole which leads to a combustion chamber. By drawing 4 (a), a dotted line describes the cylinder internal pressure which detected the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor by the insertion mold pressure sensor in a cylinder as the continuous line on the coordinate plane which uses an axis of abscissa as a crank angle, and makes an axis of ordinate cylinder internal pressure, and a measurement result is shown. The cylinder internal pressure of the same value also as each pressure sensor is detected until it reaches the peak value of cylinder internal pressure from the measurement result shown in drawing 4 (a), but the value is [the direction of the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor detects rather than the cylinder internal pressure which the insertion mold pressure sensor in a cylinder detects] large after going through the peak value of cylinder internal pressure. Moreover, the cylinder internal pressure which detected the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor on the axis of ordinate by the insertion mold pressure sensor in a cylinder on the axis of abscissa is set as drawing 4 (b), and the RISAJU wave about the cylinder internal pressure which each pressure sensor detected is shown. It turns out that the value is [the direction of the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor detects also from the result of drawing 4 (b) rather than the cylinder internal pressure which the insertion mold pressure sensor in a cylinder detects] large.

[0015] This measurement result shows having detected the pressure (residual pressure) higher than the cylinder internal pressure which the insertion mold pressure sensor in a cylinder detects by the seat type pressure sensor behind a top dead center (henceforth TDC). And under the effect of this residual pressure, the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor detects after combustion of gaseous mixture will decrease more nearly gently than the cylinder internal pressure which the insertion mold pressure sensor in a cylinder detects, and it becomes difficult to detect actual cylinder internal pressure correctly.

[0016] Therefore, the effective pressure characteristic computed based on the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor may produce an error under the effect by the residual pressure of the individual difference by bolting torque, temperature, etc. of the noise by the inlet valve and the exhaust valve, and an ignition plug, and the screw section. And since such individual difference and the error under the effect of a residual pressure are determined when they actually attach a seat type pressure sensor in an internal combustion engine body, the error for every seat type pressure sensor is beforehand measured before installation, and they cannot be amended by setting up an amendment reference value. Moreover, although it is also possible to amend an error using the amendment reference value which measured the error and was set up according to the error when a seat type pressure sensor is attached, the condition is always changing and the internal combustion engine under operation has the problem that a possibility that the output characteristics of a seat type pressure sensor may change cannot amend the error by aging for a certain reason, either, with time amount progress.

[0017] This invention is made in view of such a problem, and aims at offering the internal combustion engine control approach which computes an effective pressure characteristic with a sufficient precision with the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor detects, and controls an internal combustion engine's combustion condition the optimal based on the computed effective pressure characteristic.

[0018]

[Means for Solving the Problem] Invention according to claim 1 made in order to attain this purpose
An internal combustion engine's cylinder internal pressure is detected by detecting change of an ignition plug bolting load by the piezoelectric device with which the mounting eye of an ignition plug was equipped. It is the internal combustion engine control approach which controls an internal combustion engine based on the effective pressure characteristic used as an internal combustion engine's source of power computed based on this cylinder internal pressure. A top dead center total-pressure impulse part value is computed by integrating with the cylinder internal pressure within a fixed period defined after an inlet valve closes before the crank angle reached the top dead center. An after [a top dead center] pressure integral value is computed by integrating with the cylinder internal pressure within a fixed period defined after a crank angle reaches a top dead center before the exhaust valve opened. The difference of an after [a top dead center] pressure integral value and a top dead center total-pressure impulse part value is computed as an effective pressure characteristic, and it is characterized by controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic.

[0019] Although power is generated in the internal combustion engine with the pressure generated by burning gaseous mixture in a combustion chamber, the pressure used as an internal combustion engine's source of power is a pressure (cylinder internal pressure) of the combustion chamber after a top dead center. However, the pressure of the combustion chamber generated in front of a top dead center is used in order to generate the pressure of the combustion chamber after a top dead center. From this, it can be judged that the difference of the integral value of the cylinder internal pressure after a top dead center and the integral value of the cylinder internal pressure in front of a top dead center is the pressure actually used as an internal combustion engine's source of power. Therefore, the pressure actually used as an internal combustion engine's source of power is computable by searching for the difference of an after [a top dead center] pressure integral value, and a top dead center total-pressure impulse part value like the calculation approach of the effective pressure characteristic in the internal combustion engine control approach of this invention (claim 1). On these specifications, this pressure shall be defined as an effective pressure characteristic.

[0020] Moreover, since the cylinder internal pressure detected by the piezoelectric device with which the mounting eye of an ignition plug was equipped is detected by change of a bolting load, it will be influenced of the oscillating noise by taking a seat of an inlet valve and an exhaust valve. Then, by defining the detection period of cylinder internal pressure like the calculation approach of the effective pressure characteristic in the internal combustion engine control approach according to claim 1, the effect of the oscillating noise by taking a seat of an inlet valve and an exhaust valve can be avoided, cylinder internal pressure can be detected, it is in charge of calculation of an effective pressure characteristic, and it is lost that the error by the taking-a-seat noise arises.

[0021] The measurement result of the measurement which checks that the value computed as an effective pressure characteristic here by the calculation approach of the effective pressure characteristic in the internal combustion engine control approach of this invention (claim 1) turns into a value replaced with the value which shows the indicated mean effective pressure used as an internal combustion engine's source of power and which was performed for accumulating is shown in drawing 12 . Measurement was performed by computing the indicated mean effective pressure in the whole 1 combustion cycle using the insertion mold pressure sensor in a cylinder while it computed the effective pressure characteristic by the calculation approach of the effective pressure characteristic in this invention approach using the seat type pressure sensor. In addition, indicated mean effective pressure is an index used also in case the combustion efficiency of the internal combustion engine with which displacement differs is compared, and shows the value which reflected correctly the pressure used as an internal combustion engine's source of power.

[0022] The measurement result shown in drawing 12 shows that an effective pressure characteristic has proportionality to indicated mean effective pressure. Therefore, the effective pressure characteristic computed by the calculation approach of the effective pressure characteristic in this invention approach can be used as a value replaced with the value showing the indicated mean effective pressure used as an internal combustion engine's source of power.

[0023] And since a value changes according to an internal combustion engine's combustion condition, an effective pressure characteristic can be used as an index showing the combustion

condition of the gaseous mixture in an internal combustion engine. Therefore, operation of the internal combustion engine in the optimal combustion condition is attained by controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic, so that a combustion condition improves.

[0024] Therefore, without being influenced of the taking-a-seat noise of an inlet valve and an exhaust valve based on the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 1), an internal combustion engine's effective pressure characteristic can be computed with a sufficient precision, and it becomes possible to control an internal combustion engine's combustion condition the optimal based on an effective pressure characteristic.

[0025] in addition -- as the calculation approach of the pressure integral value of cylinder internal pressure -- for example, cylinder internal pressure -- every fixed time amount -- or the approach of computing a pressure integral value may be used by integrating for every fixed crank angle. Moreover, the cylinder internal pressure at the time of internal combustion engine operation starts a rise, and serves as maximum from per [before / a top dead center / 90 degreeCA (henceforth BTDC90"CA)] in the hit which went through the top dead center slightly, descent is started after that, and it changes to condition of continuing descent to per [after / a top dead center / 90 degreeCA (henceforth ATDC90"CA)]. Moreover, generally, the closing stage of an inlet valve is a front [CA / BTDC90"], and the open stage of an exhaust valve is the back [CA / ATDC90"].

[0026] In the internal combustion engine control approach of the above [this] It computes by integrating with the cylinder internal pressure according to claim 2 within a period until a crank angle reaches a top dead center from before [a top dead center] 90-degreeCA in an integral-in front of top dead center value like. It computes by integrating with the cylinder internal pressure within a period after a crank angle reaches a top dead center in an integral-behind top dead center value until it reaches 90-degreeCA after a top dead center. It is good to compute the difference of an after [a top dead center] pressure integral value, and a top dead center total-pressure impulse part value as an effective pressure characteristic, and to control an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic.

[0027] That is, cylinder internal pressure can be detected without being able to detect certainly change of the cylinder internal pressure by combustion of gaseous mixture, and being influenced of the taking-a-seat noise of an inlet valve and an exhaust valve by computing an integral-in front of top dead center value, and an integral-behind top dead center value in this way, and the effective pressure characteristic used as an internal combustion engine's source of power can be computed certainly.

[0028] Moreover, if the die length of the period which computes an integral-in front of top dead center value and an integral-behind top dead center value differs, respectively, the mistaken effective pressure characteristic will be computed. However, in this invention (claim 2), since the integral period from before [a top dead center] 90-degreeCA to a top dead center and the integral period from a top dead center to after [a top dead center] 90-degreeCA have the the same die length of the period which is symmetrical and computes an integral value about TDC, they can compute an effective pressure characteristic correctly.

[0029] Therefore, operation of the internal combustion engine in the optimal combustion condition is attained by controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic, so that a combustion condition improves. Therefore, without being influenced of the taking-a-seat noise of an inlet valve and an exhaust valve based on the cylinder internal pressure detected by the seat type pressure sensor according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 2), an internal combustion engine's effective pressure characteristic can be computed with a sufficient precision, and it becomes possible to control an internal combustion engine's combustion condition the optimal based on an effective pressure characteristic.

[0030] In actually using the charge outputted on the other hand although a piezoelectric device is structure which detects cylinder internal pressure with outputting a charge according to the detected pressure, it is amplifying the output signal by the amplifying circuit 61 as shown in drawing 11 from the minute thing, for example.

[0031] Here, non-inversed input terminal 63a is grounded, inversed input terminal 63b is connected

to a piezoelectric device through resistance 65, output terminal 63c and inversed input terminal 63b are connected by the resistance 67 and the capacitor 69 by which parallel connection was carried out, and the amplifying circuit 61 is constituted by the operational amplifier 63 by which the supply voltage of 5V is supplied. And with the charge which a piezoelectric device outputs according to the cylinder internal pressure to detect, the potential inputted into inversed input terminal 63b is changed, an operational amplifier 63 amplifies fluctuation of this potential, and it is outputting as an output signal from output terminal 63c. It is lost that this is influenced by the stray capacity of the cable which the piezoelectric device connected, and it becomes possible to detect the output signal of a piezoelectric device correctly.

[0032] However, if the output signal of a piezoelectric device is amplified, since even the error of tolerance will be amplified by the amplifying circuit as a piezoelectric-device simple substance, it may become difficult to detect cylinder internal pressure correctly. And since the computed effective pressure characteristics differ even if it is the seat type pressure sensor of isomorphism as drawing 3 (a) which shows the above-mentioned measurement result also shows, it can be judged that individual difference is in the sensibility of a piezoelectric device.

[0033] However, the calculation result of the effective pressure characteristic computed using the same seat type pressure sensor is changing from the measurement result shown in drawing 3 (a) at a fixed rate to change of the effective pressure characteristic computed using the insertion mold pressure sensor in a cylinder, and it turns out that the output characteristics of a seat type pressure sensor have fixed proportionality to cylinder internal pressure.

[0034] And the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor detects before TDC actually differs between seat type pressure sensors, and this is because the error has arisen from the difference of the sensibility of a seat type pressure sensor, as the measurement result shown in drawing 3 (a) also shows. And since the magnitude of this error changes according to the sensibility of each pressure sensor, it can know the sensibility of a seat type pressure sensor from the magnitude of the change rate of the cylinder internal pressure detected in front of TDC.

[0035] Then, as the internal combustion engine control approach, the difference of the cylinder internal pressure at the different 2 time among the cylinder internal pressure according to claim 3 detected after an inlet valve closes before [before ignition timing] like is set up as the 1st amendment reference value. It is good to amend the effective pressure characteristic computed as a difference of an after [a top dead center] pressure integral value, and a top dead center total-pressure impulse part value by $\frac{1}{n}$ (ing) with the 1st amendment reference value further, and to control an internal combustion engine based on this amended effective pressure characteristic.

[0036] That is, if the difference of the cylinder internal pressure at the different 2 time detected after an inlet valve closes before [before ignition timing] is a highly sensitive pressure sensor, it will become large, and if it is a pressure sensor with bad sensibility, it will become small. Moreover, if it is a highly sensitive pressure sensor, the effective pressure characteristic computed will become large, and the effective pressure characteristic which will be computed if it is a pressure sensor with bad sensibility becomes small. Therefore, after the inlet valve reflecting the sensibility of a pressure sensor closes, according to the difference of the cylinder internal pressure at the different 2 time among before ignition timing, by $\frac{1}{n}$ (ing) an effective pressure characteristic, the error of the cylinder internal pressure by the individual difference of sensibility can be amended, and the effective pressure characteristic can be computed correctly.

[0037] The calculation result of the effective pressure characteristic computed by the calculation approach of the effective pressure characteristic in the internal combustion engine control approach of this invention (claim 3) is actually shown in drawing 3 (b). It amended by $\frac{1}{n}$ (ing) the effective pressure characteristic shown in drawing 3 (a) using the difference of the cylinder internal pressure of BTDC90°CA and BTDC20°CA in the seat type pressure sensor specifically used for calculation of the effective pressure characteristic shown in drawing 3 R> 3 (a), and the effective pressure characteristic was computed.

[0038] Before correction by sensitiveness (drawing 3 (a)), the effective pressure characteristic which showed a different value for every seat type pressure sensor shows the almost same value after correction by sensitiveness (drawing 3 (b)), and it turns out that the error by sensibility has been amended. Moreover, the error of the cylinder internal pressure which a seat type pressure sensor

detects will be produced also by the difference in the bolting torque of an ignition plug, or the difference in the temperature at the time of measurement in addition to the sensibility of a piezoelectric device. However, since the error by bolting torque, temperature, etc. as well as the error by the difference in the sensibility of a piezoelectric device appears as magnitude of the cylinder internal pressure detected in front of TDC, it can obtain the effective pressure characteristic by which the error was amended by using the calculation approach of the effective pressure characteristic in this invention (claim 3) approach.

[0039] Therefore, operation of the internal combustion engine in the optimal combustion condition is attained by controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic, so that a combustion condition improves. Therefore, according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 3), the error of the cylinder internal pressure produced according to individual difference, such as sensibility of a piezoelectric device, bolting torque, and a temperature change, can be amended, an effective pressure characteristic can be computed more correctly, and it becomes possible to control an internal combustion engine's combustion condition the optimal based on an effective pressure characteristic.

[0040] By the way, the seat type pressure sensor has detected cylinder internal pressure by detecting change of the bolting load of an ignition plug. And combustion gas has generated change of the bolting load by cylinder internal pressure by pressing down an ignition plug. And since combustion gas enters the opening which exists in coincidence between the screw section of the subject metallic ornaments of an ignition plug, and the screw section of the cylinder head, even if actual cylinder internal pressure falls, a residual pressure occurs according to the outflow delay of the combustion gas which exists in the opening of the screw section (refer to drawing 4). Under the effect of this residual pressure, reduction of the cylinder internal pressure after combustion of gaseous mixture becomes loose, it becomes difficult to detect actual cylinder internal pressure correctly, and there is a possibility that an error may arise to an effective pressure characteristic.

[0041] Then, the effective pressure characteristic in all operational status including the time of flame-failure operation is computed like the internal combustion engine control approach according to claim 4. It is good to usually amend the amendment effective pressure characteristic at the time of operation, and to control an internal combustion engine by lengthening the 2nd amendment reference value from the effective pressure characteristic which sets up the effective pressure characteristic computed at the time of flame-failure operation as the 2nd amendment reference value, and is usually computed at the time of operation based on this amended effective pressure characteristic.

[0042] That is, although the pressure integral value in front of TDC and the pressure integral value after TDC turn into the same value ideally at the time of flame-failure operation of an internal combustion engine, the pressure integral value actually computed will show a value with the bigger pressure integral value after TDC under the effect of a residual pressure which was mentioned above. And since the effective pressure characteristic computed under the engine condition of the specification at the time of flame-failure operation will show the increment of the cylinder internal pressure produced by the residual pressure, it memorizes the effective pressure characteristic at this time, and can compute the effective pressure characteristic which amended the error by the residual pressure by deducting from the computed effective pressure characteristic.

[0043] Therefore, operation of the internal combustion engine in the optimal combustion condition is attained by controlling an internal combustion engine based on this effective pressure characteristic, so that a combustion condition improves. Therefore, according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 4), the error under the effect of the residual pressure in a seat type pressure sensor can be amended, an effective pressure characteristic can be computed with a sufficient precision, and it becomes possible to control an internal combustion engine's combustion condition the optimal based on an effective pressure characteristic.

[0044] On the other hand, an internal combustion engine calculates a control reference value using the formula or map which makes a parameter operational status of a rotational frequency, an engine load, etc., and is operated by controlling ignition timing, an air-fuel ratio, etc. That is, ignition timing, an air-fuel ratio, etc. are set up based on a rotational frequency, an engine load, etc. showing operational status. Therefore, the same control reference value will be set up and an internal combustion engine will be controlled by stable operational status from which a rotational frequency,

an engine load, etc. become fixed. However, also in the stable operational status to which neither a rotational frequency nor a load is changed, it is known for the internal combustion engine that the combustion condition of gaseous mixture is changing slightly. For this reason, also in the stable operational status, to control ignition timing, an air-fuel ratio, etc. is desired so that it may be in the more nearly optimal combustion condition.

[0045] Then, it is good to judge [according to claim 5] whether an internal combustion engine's operational status is stable like, to compute an effective pressure characteristic as the internal combustion engine control approach which controls an internal combustion engine, at the time of steady operation whose operational status of an internal combustion engine is stable at least, and to control an internal combustion engine based on the computed effective pressure characteristic.

[0046] In addition, since such a big value that a combustion condition becomes good is shown, an effective pressure characteristic can be used as an index showing the combustion condition of the gaseous mixture in an internal combustion engine. Therefore, operation in the better combustion condition is realizable by controlling the internal combustion engine in the stable operational status based on an effective pressure characteristic.

[0047] And based on the effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of an internal combustion engine, it sets to the internal combustion engine control approach which controls ignition timing. Said effective pressure characteristic computed after changing only the ignition timing variation according to claim 6 which was able to set ignition timing beforehand like When becoming larger than the effective pressure characteristic computed before changing ignition timing Next ignition timing is changed in the same direction as the change direction by said ignition timing variation. When said effective pressure characteristic computed after changing only the ignition timing variation which was able to set ignition timing beforehand on the contrary is below an effective pressure characteristic computed before changing ignition timing By making it change to an opposite direction, the change direction according next ignition timing to said ignition timing variation is good to control ignition timing.

[0048] In addition, generally, although it is known that the combustion condition of gaseous mixture will become good when the tooth lead angle of the ignition timing is carried out, if a tooth lead angle is carried out too much, knocking will occur, and a combustion condition will fall. In order to check change of the combustion condition over ignition timing here, change of the effective pressure characteristic when changing ignition timing was measured. The measurement result is shown in drawing 5 . Measurement was performed using the direct injection mold internal combustion engine, and the effective pressure characteristic when changing the fuel injection timing other than ignition timing was computed about the air-fuel ratio (A/F) of a three-stage. It expresses the measurement result in drawing 5 that distribution of the effective pressure characteristic in each air-fuel ratio is shown on the coordinate plane which makes an axis of ordinate ignition timing and makes an axis of abscissa fuel injection timing. In addition, the axis of ordinate expresses the forward value and the lag (crank angle after a top dead center) for the tooth lead angle (crank angle before a top dead center) of ignition timing as a negative value by setting a top dead center to 0-degreeCA. Moreover, the axis of abscissa expresses the crank angle before a top dead center as a forward value by setting a top dead center to 0-degreeCA. Moreover, effective pressure characteristics seem to differ, respectively, indicate four steps of 130-160, 160-180, 180-200, 200-210, and show distribution.

[0049] The measurement result shown in drawing 5 shows that the effective pressure characteristic increases as the tooth lead angle of the ignition timing is carried out, when distribution of the effective pressure characteristic in the same air-fuel ratio is judged on the basis of a top dead center about ignition timing (when ignition timing is 0-degreeCA), but an effective pressure characteristic will fall if a tooth lead angle is carried out too much.

[0050] Then, the tooth lead angle of the ignition timing is not only carried out, and he judges a combustion condition by change of the effective pressure characteristic by having changed ignition timing, and is trying to control ignition timing by setting up ignition timing based on the decision result the optimal by this invention (claim 6).

[0051] For example, when the effective pressure characteristic computed after carrying out the tooth lead angle of the ignition timing becomes larger than the effective pressure characteristic computed before carrying out a tooth lead angle, it means that the combustion condition became good and it

can be expected that a combustion condition will become good further in next ignition by carrying out the tooth lead angle of the next ignition timing. When the effective pressure characteristic computed on the contrary after carrying out the tooth lead angle of the ignition timing becomes smaller than the effective pressure characteristic computed before carrying out a tooth lead angle, it means that the combustion condition became a defect and the combustion condition in next ignition is made good by carrying out the lag of the next ignition timing.

[0052] Thus, it is avoidable by controlling ignition timing that can make good the combustion condition in the stable operational status, and generating and the combustion condition of knocking get worse. In addition, in becoming larger than the effective pressure characteristic before the effective pressure characteristic which faces judging a combustion condition from change of the effective pressure characteristic at the time of making it change so that the lag of the ignition timing may be carried out, and controlling an internal combustion engine, and is computed after change of ignition timing changing, it is carrying out the lag of the next ignition timing further, and it becomes possible to control a combustion condition the more nearly optimal. In becoming smaller than the effective pressure characteristic before the effective pressure characteristic computed after change of ignition timing changing on the contrary, it becomes possible to control a combustion condition by carrying out the tooth lead angle of the next ignition timing the more nearly optimal.

[0053] Therefore, according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 6), it enables it for the combustion condition at the time of steady operation whose operational status of an internal combustion engine is stable to be able to control ignition timing to become fitness more, and to control an internal combustion engine's combustion condition to fitness more. This is enabled to set ignition timing as MBT (MinimumSpark Advance for Best Torque) which is ignition timing with an internal combustion engine's most sufficient effectiveness, and it becomes possible to operate an internal combustion engine in the optimal condition.

[0054] Moreover, the field of the effective pressure characteristic which shows as high a value as an air-fuel ratio (A/F) becoming large (fuel oil consumption decreasing) from the measurement result shown in drawing 5 is small, and it turns out that it is easy to realize as good a combustion condition as an air-fuel ratio being small (there being much fuel oil consumption). However, it is better to set up an air-fuel ratio greatly for the improvement in fuel consumption.

[0055] Then, based on the effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of an internal combustion engine, it sets to the internal combustion engine control approach which controls an air-fuel ratio or the amount of EGR(s). Like, after [according to claim 7] changing only the amount of fuel oil consumption and the amount of EGR(s) which was able to define either beforehand at least When the value showing the breadth of distribution of the effective pressure characteristic by which only the count appointed beforehand is computed is below a decision value defined beforehand Even if there are little control which decreases fuel oil consumption, and control to which the amount of EGR(s) is made to increase, one of control is performed. On the contrary, after changing only the amount of fuel oil consumption and the amount of EGR(s) which was able to define either beforehand at least When the value showing the breadth of distribution of the effective pressure characteristic by which only the count appointed beforehand is computed becomes larger than the decision value defined beforehand It is good to control an air-fuel ratio or the amount of EGR(s) by [of the control to which fuel oil consumption is made to increase, and the control which decreases the amount of EGR(s)] performing one of control at least.

[0056] In addition, dispersion in the effective pressure characteristic computed, so that the value showing the breadth of distribution of an effective pressure characteristic was small will be small, it will be shown that the combustion condition is stable, and it will be shown that dispersion in an effective pressure characteristic is so large that this value is large on the contrary, and a combustion condition is unstable.

[0057] So, when the value which aims at improvement in an internal combustion engine's fuel consumption by what an air-fuel ratio is made high for (fuel oil consumption is decreased) (when the combustion condition is stable), and expresses the breadth of distribution of an effective-pressure characteristic when the value showing the breadth of distribution of an effective-pressure characteristic is small is large, it is good to stabilize an internal combustion engine's combustion condition by what an air-fuel ratio is made low for (fuel oil consumption is made to increase) (when

a combustion condition is unstable).

[0058] the thing of the amount of the exhaust gas made [an inhalation-of-air system] to carry out recycling to the amount of EGR(s) from an exhaust air system here -- it is -- such -- exhaust gas -- combustion -- gaseous mixture -- NOx which the highest combustion temperature is reduced by mixing to inside, and is harmful matter Generating can be reduced. On the other hand, if the amount of EGR(s) increases, in order for a combustion condition to become unstable and to reduce an internal combustion engine's drivability (responsibility, smooth nature, etc.), it is necessary to control the amount of EGR(s) according to an internal combustion engine's operational status.

[0059] So, when the value showing the breadth of distribution of an effective pressure characteristic is small, generating of the harmful matter in an exhaust gas can be decreased by making [many] the amount of EGR(s) (when the combustion condition being stable). Moreover, when the value showing the breadth of distribution of an effective pressure characteristic is large, an internal combustion engine's combustion condition can be stabilized by lessening the amount of EGR(s) (when a combustion condition being unstable).

[0060] And it is most desirable to control so that the amount of EGR(s) serves as maximum (threshold value) (EGR threshold control), maintaining a combustion condition in the condition of having been stabilized in controlling the amount of EGR(s), in order to reduce generating of harmful matter, so that an internal combustion engine's drivability may not be reduced.

[0061] Therefore, based on the result compared with the decision value which was able to define beforehand the value showing the breadth of distribution of an effective pressure characteristic, even if there are few fuel oil consumption and amounts of EGR(s), one of control can be performed and an internal combustion engine's combustion condition can be stabilized Air Fuel Ratio Control or by carrying out EGR threshold control.

[0062] Therefore, according to this invention (claim 7), since an air-fuel ratio is controllable by judging a combustion condition based on the value showing the breadth of distribution of an effective pressure characteristic to the optimal value, improvement in fuel consumption can be aimed at, and generating of knocking can be prevented by it. Moreover, since the amount of EGR(s) is controllable to the optimal value, the harmful matter in an exhaust gas can be decreased, and an internal combustion engine's combustion condition can be stabilized.

[0063] Next, in the direct injection mold internal combustion engine which injects a fuel directly into a combustion chamber and generates gaseous mixture, it is controlling also with fuel injection timing by calculating a control reference value using the formula or map which makes a parameter operational status of a rotational frequency, a load, etc. other than ignition timing, an air-fuel ratio, and the amount of EGR(s).

[0064] Then, in a direct injection mold internal combustion engine, it sets to the internal combustion engine control approach which controls fuel injection timing based on the effective pressure characteristic computed at the time of steady operation of an internal combustion engine. The effective pressure characteristic computed after changing only the fuel-injection-timing variation according to claim 8 which was able to set fuel injection timing beforehand like When becoming larger than the effective pressure characteristic computed before changing fuel injection timing Next fuel injection timing is changed in the same direction as the direction by said fuel-injection-timing variation. When the effective pressure characteristic computed after changing only the fuel-injection-timing variation which was able to set fuel injection timing beforehand on the contrary is below an effective pressure characteristic computed before changing fuel injection timing By changing next fuel injection timing to the direction and opposite direction by said fuel-injection-timing variation, it is good to control fuel injection timing.

[0065] In addition, by the direct injection mold internal combustion engine, when fuel injection timing changes shows that an effective pressure characteristic changes from the measurement result shown in above-mentioned drawing 5 . Then, it becomes possible to control fuel injection timing by change of the effective pressure characteristic by having changed fuel injection timing the optimal like the case where ignition timing is controlled in above-mentioned claim 6, by judging a combustion condition and setting up fuel injection timing based on the decision result.

[0066] For example, when the effective pressure characteristic computed after advancing fuel injection timing becomes larger than the effective pressure characteristic computed before _____

advancing, it means that the combustion condition became good and it can be expected by advancing next fuel injection timing that a combustion condition will become good further. When the effective pressure characteristic computed on the contrary after advancing fuel injection timing becomes smaller than the effective pressure characteristic computed before advancing, it means that the combustion condition became a defect and is made for a combustion condition to become good by delaying next fuel injection timing.

[0067] Thus, it is avoidable by controlling fuel injection timing that can make good the combustion condition in the stable operational status, and a combustion condition gets worse. In addition, in order to judge a combustion condition from change of the effective pressure characteristic at the time of making it change so that fuel injection timing may be delayed, in becoming larger than the effective pressure characteristic before the effective pressure characteristic computed after change of fuel injection timing changing, it becomes possible to control a combustion condition by delaying next fuel injection timing further the more nearly optimal. In becoming smaller than the effective pressure characteristic before the effective pressure characteristic computed after change of fuel injection timing changing on the contrary, it becomes possible to control a combustion condition by advancing next fuel injection timing the more nearly optimal.

[0068] Therefore, according to the internal combustion engine control approach of this invention (claim 8), fuel injection timing can be controlled so that the combustion condition in a direct injection mold internal combustion engine when an internal combustion engine's operational status is stable becomes fitness more, and it becomes possible to control more a direct injection mold internal combustion engine's combustion condition to fitness.

[0069]

[Embodiment of the Invention] The example of this invention is explained with a drawing below.

Drawing 1 is an explanatory view showing the configuration of the internal combustion engine with which the internal combustion engine control approach of this invention was applied.

[0070] In addition, although the configuration of those other than control-device (ECU) 19, EGR valve 17, and crankshaft 47 is prepared for every gas column of an internal combustion engine, in order to make a drawing legible, it expresses only a part for a 1 cylinder with drawing 1. As shown in drawing 1, the ignition for internal combustion engines of this example The ignition plug 11 with a built-in pressure sensor equipped with the piezoelectric device which carries out pressure (cylinder internal pressure) detection from change of a bolting load in a combustion chamber 31 while generating the spark discharge for burning gaseous mixture (henceforth an ignition plug), The ignitor 13 which generates the high voltage for ignition for making an ignition plug 11 generate spark discharge, The fuel injection valve 15 which injects a fuel in order to generate gaseous mixture (injector), EGR valve 17 for making a suction port 33 circulate through the exhaust gas of the exhaust air port 35, According to the command from the outside, the command signal was outputted to the ignitor 13, the fuel injection valve 15, and EGR valve 17, and it has the control unit (ECU) 19 which consists of a microcomputer which controls operation of an internal combustion engine 1. In addition, since the internal combustion engine of this example is a direct injection mold internal combustion engine, it has the fuel injection valve 15 so that a fuel may be injected directly into a combustion chamber.

[0071] Moreover, an ignition plug 11 is structure as shown in drawing 13, it contains pressure-sensor 11b (illustration abbreviation) in the interior of subject metallic-ornaments 11a, detects cylinder internal pressure by detecting change of a bolting load, and is outputting the charge according to cylinder internal pressure from output cable 11c. And since the output charge of pressure-sensor 11b is minute, the pressure signal amplified by the amplifying circuit 61 as shown in drawing 11 mentioned above is inputted into ECU19. In addition, illustration of an amplifying circuit is omitted in drawing 1. Moreover, an ignition plug 11 receives the high voltage for ignition supplied from an ignitor 13 by 11f of terminal areas, and generates spark discharge between center-electrode 11e and 11d of ground electrodes.

[0072] And the piston 41 which reciprocates the interior of a gas column (cylinder) 43 is rotating a crankshaft 47 through a connecting rod 45, and the internal combustion engine 1 is transmitting power to an internal combustion engine's 1 exterior. Moreover, since an internal combustion engine 1 is a direct injection mold, when air is sent into a combustion chamber 31 because an inlet valve 37

opens when a piston 41 descends like an inhalation-of-air line, and a piston 41 goes up by the compression stroke, a fuel injection valve 15 injects a fuel to a combustion chamber 31, and he generates gaseous mixture. The fuel injection timing and fuel oil consumption at this time are set up by the below-mentioned control processing performed by ECU19.

[0073] And at a combustion process, before a piston 41 reaches a top dead center, spark discharge is generated with an ignition plug 11, and an internal combustion engine's power is generated by raising the pressure (cylinder internal pressure) of a combustion chamber, and dropping a piston 41 by burning gaseous mixture. Then, when a piston 41 goes up like an exhaust air line, the exhaust gas inside a combustion chamber 31 is discharged in the exhaust air port 35 because an exhaust valve 39 opens. And a compression stroke is performed continuously and operation of an internal combustion engine is performed by repeating processing in which it shifts to the following combustion cycle.

[0074] Operation of such an internal combustion engine is controlled by ECU19, and explains the ignition timing control performed to below by ECU19, Air Fuel Ratio Control (fuel-oil-consumption control), EGR control, and fuel-injection-timing control. In addition, as for the control unit 19, an internal combustion engine's inhalation air content (pressure-of-induction-pipe force), rotational speed, throttle opening, cooling water temperature, an intake-air temperature, etc. are performing separately operational status detection processing in which the operational status of each part of an engine is detected, for the control processing explained below.

[0075] First, ignition timing control processing of this example is explained according to the flow chart shown in drawing 6. This ignition timing control processing is started while operation of an internal combustion engine is started, and it is performed until it suspends operation of an internal combustion engine. If ignition timing control processing is started as shown in drawing 6, by S110 (S expresses a step), the engine speed and throttle opening which were detected by the operational status detection processing performed separately will be measured first. By S120 continuing, it is in the condition by which an internal combustion engine's operational status was stabilized, or (is it in a provision?) has judged whether it is no, and, specifically, judges whether it is being completed within fixed limits by fluctuation of the engine speed measured in S110, and throttle opening. And if an affirmation judging is carried out by S120, it will shift to S140, and if a negative judging is carried out by S120, it will shift to S130.

[0076] If an internal combustion engine's operational status is changing when it shifts to S120, a negative judging will be carried out by S120, and it will shift to S130. In S130, ignition timing Tig is set up by reading ignition timing Tig from the map set up beforehand based on the engine speed and throttle opening which were measured by S110, and FLG is reset further the first stage (RESET). In addition, FLG is an index showing the initial value for comparing the effective pressure characteristic An having been computed the first stage. If processing of S130 is performed, it will shift to S240.

[0077] And in S240, it lights in the newest ignition timing Tig computed at the end, and if ignition is performed, it will shift to S110. Moreover, if an internal combustion engine's operational status is stable when it shifts to S120, an affirmation judging will be carried out by S120, and it will shift to S140. It has judged whether FLG is set the first stage (SET), and in S140, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S160, and if a negative judging is carried out, it will shift to S150. If FLG is reset the first stage at this time, a negative judging will be carried out by S140, and it will shift to S150.

[0078] Based on the engine speed and throttle opening which were measured by S110, ignition timing Tig is first set up by reading ignition timing Tig from the map set up beforehand S150. And the effective pressure characteristic An is computed using the cylinder internal pressure which the crank angle incorporated the combustion pressure signal (cylinder internal pressure) from 90-degreeCA (BTDC90"CA) to 270-degreeCA (ATDC90"CA), and was incorporated from the storage section the combustion pressure signal detected in pressure-sensor 11b of an ignition plug 11 was remembered to be, and which is not illustrated.

[0079] Here, the cylinder internal pressure of the period which a crank angle moves from 90-degreeCA (BTDC90"CA) to a top dead center (TDC) among the incorporated combustion pressure signals (cylinder internal pressure) first is integrated for calculation of the effective pressure characteristic An for every 1 degree CA of crank angles, and it is asked for the top dead center total-

pressure impulse part value A. The after [a top dead center] pressure integral value B which integrated the cylinder internal pressure of the period which similarly a crank angle moves by 270-degreeCA (ATDC90"CA) from a top dead center (TDC) using the incorporated cylinder internal pressure for every 1 degree CA of crank angles is calculated. Moreover, the difference of the cylinder internal pressure at the time of being cylinder internal pressure and 90-degreeCA (BTDC90"CA) in case a crank angle is 160-degreeCA (BTDC20"CA) is searched for, and it sets up as the 1st amendment reference value C.

[0080] In addition, if addition spacing of cylinder internal pressure is not restricted for every 1 degree CA of crank angles and addition spacing is shortened, it becomes possible to make [more] the number of data of cylinder internal pressure, and it can compute the effective pressure characteristic An with a more high precision. Although the processing load of ECU19 can be reduced by lengthening addition spacing on the contrary, since the number of data of the cylinder internal pressure to integrate decreases to coincidence, the precision of the effective pressure characteristic An will fall to it. For this reason, as addition spacing, it is long to extent which can collect the numbers of data required for calculation of the effective pressure characteristic An at least, and it good for extent to which the processing load of ECU19 does not become high unusually to set up within limits which become short.

[0081] Furthermore, at this step, it has judged whether the combustion cycle at this time is a fuel cut (fuel shutoff), and in not being a fuel cut, it incorporates the value of the 2nd amendment reference value D with which the value of the effective pressure characteristic at the time of a fuel cut was memorized. And after *(ing) the value which deducted the top dead center total-pressure impulse part value A from the after [a top dead center] pressure integral value B with the 1st amendment reference value C according to the formula which describes the effective pressure characteristic An in several 1, it computes by deducting the 2nd amendment reference value D.

[0082]

[Equation 1]

$$A_n = \frac{B - A}{C} - D$$

[0083] in addition, when the combustion cycle at this time is a fuel shutoff It does not carry out deducting the 2nd amendment reference value D in several 1, but while computing the value acquired by *(ing) the value which deducted the top dead center total-pressure impulse part value A from the after [a top dead center] pressure integral value B with the 1st amendment reference value C as an effective pressure characteristic An, this effective pressure characteristic An is substituted for the 2nd amendment reference value D, and is memorized.

[0084] Furthermore, in S150, it updates to the value which advanced only the amount Ta of tooth lead angles which assigned the value of the computed effective pressure characteristic An to effective pressure characteristic An-1 [last], and was able to set ignition timing Tig beforehand, and FLG is set the first stage (SET). In this way, if processing of S150 is performed, it will shift to S240.

[0085] And in S240, it lights in the ignition timing Tig computed at the end, and if ignition is performed, it will shift to S110. Moreover, if FLG is set the first stage when it shifts to S140, an affirmation judging will be carried out by S140, and it will shift to S160. In S160, the effective pressure characteristic An is computed using the cylinder internal pressure which the crank angle incorporated the combustion pressure signal (cylinder internal pressure) from 90-degreeCA (BTDC90"CA) to 270-degreeCA (ATDC90"CA), and was incorporated from the storage section the combustion pressure signal detected in pressure-sensor 11b of an ignition plug 11 was first remembered to be, and which is not illustrated. In addition, the calculation approach of the effective pressure characteristic An is the same as the calculation approach in processing of S150.

[0086] It has judged whether it is larger than effective pressure characteristic An-1 of last time (the n-1st time), and in S170 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S180, and the newest (the n-th time) effective pressure characteristic An will shift to S210, if a negative judging is carried out. When it shifts to S170 and the newest effective pressure characteristic An is larger than effective pressure characteristic An-1 [last], an affirmation judging is carried out by S170, and it shifts to S180. In S180, the value of the newest effective pressure characteristic An is assigned to effective pressure characteristic An-1 [last], and it updates to the value which advanced only the

amount T_a of tooth lead angles which was able to set ignition timing T_{ig} beforehand.

[0087] It has judged whether it is larger than the tooth-lead-angle limit ignition timing T_{La} beforehand set as tooth-lead-angle threshold value of ignition timing, and in S190 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S200, and the value of the ignition timing T_{ig} updated by S180 will shift to S240, if a negative judging is carried out. At this time, when ignition timing T_{ig} is larger than the tooth-lead-angle limit ignition timing T_{La} , an affirmation judging is carried out by S190, it shifts to S200, and the value of the tooth-lead-angle limit ignition timing T_{La} is assigned to S200 at ignition timing T_{ig} . Thereby, ignition timing carried out the tooth lead angle too much, and it has prevented an internal combustion engine's operational status becoming unstable. If processing of S200 is performed, it will shift to S240.

[0088] A negative judging is carried out by S190, and it shifts to S240, and when it shifts to S190 and ignition timing T_{ig} is below the tooth-lead-angle limit ignition timing T_{La} , in S240, it lights in the ignition timing T_{ig} computed at the end, and if ignition is performed, it will shift to S110.

[0089] Moreover, when it shifts to S170 and the newest effective pressure characteristic A_n is less than [last / effective pressure characteristic A_{n-1}], a negative judging is carried out by S170, and it shifts to S210. In S210, the value of the newest effective pressure characteristic A_n is assigned to effective pressure characteristic A_{n-1} [last], and it updates to the value which delayed only the amount T_r of lags which was able to set ignition timing T_{ig} beforehand.

[0090] It has judged whether it is smaller than the lag limit ignition timing T_{Lr} beforehand set as lag threshold value of ignition timing, and in S220 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S230, and the value of the ignition timing T_{ig} updated by S210 will shift to S240, if a negative judging is carried out. At this time, when ignition timing T_{ig} is smaller than the lag limit ignition timing T_{Lr} , an affirmation judging is carried out by S220, it shifts to S230, and the value of the lag limit ignition timing T_{Lr} is assigned to S230 at ignition timing T_{ig} . Thereby, ignition timing carried out the lag too much, and it has prevented an internal combustion engine's operational status becoming unstable. If processing of S230 is performed, it will shift to S240.

[0091] A negative judging is carried out by S220, and it shifts to S240, and when it shifts to S220 and ignition timing T_{ig} is more than the lag limit ignition timing T_{Lr} , in S240, it lights in the ignition timing T_{ig} computed at the end, and if ignition is performed, it will shift to S110.

[0092] Thus, by this ignition timing control processing, if it lights by S240, it shifts to S110, and ignition timing T_{ig} will be updated based on the effective pressure characteristic A_n , and ignition timing T_{ig} will be controlled by repeating and performing above-mentioned processing. As explained above, while operational status is changing, ignition timing T_{ig} is controlled by this ignition timing control processing based on an engine speed and throttle opening. And when operational status is stable, based on fluctuation of the effective pressure characteristic A_n by having changed ignition timing T_{ig} , an internal combustion engine's combustion condition is judged by making into initial value ignition timing T_{ig} set up based on an engine speed and throttle opening, and ignition timing T_{ig} is controlled.

[0093] That is, when the effective pressure characteristic A_n computed by S160 becomes larger than effective pressure characteristic A_{n-1} computed before carrying out a tooth lead angle after carrying out the tooth lead angle of the ignition timing T_{ig} in S150, it can be judged that the combustion condition became good (when an affirmation judging is carried out by S170). For this reason, the combustion condition in next ignition is made to become still better by carrying out the tooth lead angle of the next ignition timing T_{ig} further in S180 continuing.

[0094] When the effective pressure characteristic A_n computed by S160 becomes less than [effective pressure characteristic A_{n-1}] which was computed before carrying out a tooth lead angle on the contrary after carrying out the tooth lead angle of the ignition timing T_{ig} in S150, it can be judged that the combustion condition became a defect (when a negative judging is carried out by S170). For this reason, he is trying for a combustion condition to become good in next ignition by carrying out the lag of the next ignition timing T_{ig} S210 continuing.

[0095] And while the condition that an internal combustion engine's operational status is stable continues, each step of S110, S120, S140, and S160 to S240 is performed repeatedly, and ignition timing T_{ig} is controlled by the optimal value based on the effective pressure characteristic A_n . It becomes possible for this to set ignition timing as MBT (Minimum Spark Advance for Best Torque)

which is ignition timing with an internal combustion engine's most sufficient effectiveness, and to operate an internal combustion engine.

[0096] In addition, in this example, although the amount Ta of tooth lead angles and the amount Tr of lags are made into the fixed value set up beforehand, they are good also as an adjustable value set up according to operational status, for example. Moreover, it becomes possible to perform evasion from an unstable combustion condition quickly by setting the amount Tr of lags as a larger value than the amount Ta of tooth lead angles. Moreover, it is good also as an adjustable value set up according to operational status, for example also about the tooth-lead-angle limit ignition timing TL_a and the lag limit ignition timing TL_r.

[0097] Moreover, when not restricting at the time of a fuel cut (fuel shutoff) and becoming the bottom of the engine condition of the specification which can detect the residual pressure of cylinder internal pressure at the time of flame-failure operation, it may be made to perform processing which does not carry out deducting the 2nd amendment reference value D in several 1, but computes the effective pressure characteristic An, substitutes this effective pressure characteristic An for the 2nd amendment reference value D, and memorizes it.

[0098] Next, the Air Fuel Ratio Control processing of this example is explained according to the flow chart shown in drawing 7. This Air Fuel Ratio Control processing is started while operation of an internal combustion engine is started, and it is performed until it suspends operation of an internal combustion engine. Moreover, since the air-fuel ratio expresses the ratio of the fuel and air which form gaseous mixture, the internal combustion engine of this example is performing Air Fuel Ratio Control by controlling fuel oil consumption.

[0099] If the Air Fuel Ratio Control processing is started as shown in drawing 7, by S310 (S expresses a step), the engine speed and throttle opening which were detected by the operational status detection processing performed separately will be measured first. By S320 continuing, it is in the condition by which an internal combustion engine's operational status was stabilized, or (is it in a provision?) has judged whether it is no, and, specifically, judges whether it is being completed within fixed limits by fluctuation of the engine speed measured in S310, and throttle opening. And if an affirmation judging is carried out by S320, it will shift to S340, and if a negative judging is carried out by S320, it will shift to S330.

[0100] If an internal combustion engine's operational status is changing when it shifts to S320, a negative judging will be carried out by S320, and it will shift to S330. In S330, fuel oil consumption Fin is set up by reading fuel oil consumption Fin from the map set up beforehand based on the engine speed and throttle opening which were measured by S310, further, FLG is reset the first stage (RESET) and the initial S calculation counter SPCNT is cleared. In addition, FLG is an index showing the initial value for comparing the effective pressure characteristic An having been computed the first stage, and the initial S calculation counter SPCNT is a counter for counting the number of data for computing the standard deviation of the effective pressure characteristic An, and an average. If processing of S330 is performed, it will shift to S460.

[0101] And in S460, if fuel injection is performed with the newest fuel oil consumption Fin computed at the end and fuel injection is performed, it will shift to S310. Moreover, if an internal combustion engine's operational status is stable when it shifts to S320, an affirmation judging will be carried out by S320, and it will shift to S340. It has judged whether FLG is set the first stage (SET), and in S340, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S380, and if a negative judging is carried out, it will shift to S350. If FLG is reset the first stage at this time, a negative judging will be carried out by S340, and it will shift to S350.

[0102] Based on the engine speed and throttle opening which were measured by S310, fuel oil consumption Fin is first set up by reading fuel oil consumption Fin from the map set up beforehand S350. And the effective pressure characteristic An is computed using the cylinder internal pressure which the crank angle incorporated the combustion pressure signal (cylinder internal pressure) from 90-degreeCA (BTDC90°CA) to 270-degreeCA (ATDC90°CA), and was incorporated from the storage section the combustion pressure signal detected in pressure-sensor 11b of an ignition plug 11 was remembered to be, and which is not illustrated. In addition, the calculation approach of the effective pressure characteristic An is the same as the calculation approach in processing by S150 of the above-mentioned ignition timing control processing.

[0103] And the standard deviation and the average in the effective pressure characteristic A_n of the newest count N individual of initial S calculation which were computed while this Air Fuel Ratio Control processing was performed are computed, and the value acquired by σ (ing) standard deviation on an average is set as deflection / an average of S . At this time, several 3 formula is used for average calculation at calculation of standard deviation using several 2 formula.

[0104]

[Equation 2]

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (A_n)^2 - n \overline{A_n}^2}{n}}$$

[0105]

[Equation 3]

$$\overline{A_n} = \frac{\sum A_n}{n}$$

[0106] In addition, when the number of the effective pressure characteristic A_n does not fulfill the count N of initial S calculation, calculation of standard deviation and an average is not performed. Furthermore, in S350, 1 addition (increment) of the initial S calculation counter SPCNT is carried out, and the initial S calculation counter SPCNT is updated.

[0107] It has judged whether the initial S calculation counter SPCNT is more than the count N of initial S calculation, and in S360 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S370, and if a negative judging is carried out, it will shift to S460. At this time, when the initial S calculation counter SPCNT is smaller than the count N of initial S calculation, a negative judging is carried out by S360, and it shifts to S460. And in S460, if fuel injection is performed with the fuel oil consumption F_{in} computed at the end and fuel injection is performed, it will shift to S310.

[0108] Moreover, when it shifts to S360 and the initial S calculation counter SPCNT is more than the count N of initial S calculation, an affirmation judging is carried out by S360, and it shifts to S370. And FLG is set in S370 the first stage. If processing of S370 is performed or an affirmation judging is carried out in S340, it will shift to S380. In S380 first, from the storage section the combustion pressure signal detected in pressure-sensor 11b of an ignition plug 11 was remembered to be and which is not illustrated A crank angle incorporates the combustion pressure signal (cylinder internal pressure) from 90-degreeCA (BTDC90"CA) to 270-degreeCA (ATDC90"CA), and computes the effective pressure characteristic A_n by the same count approach as processing by S350 using the incorporated cylinder internal pressure. And the standard deviation and the average in the effective pressure characteristic A_n of the newest count N individual of initial S calculation which were computed like the case where it computes by S350 while this Air Fuel Ratio Control processing was performed are computed, and the value acquired by σ (ing) standard deviation on an average is set as deflection / an average of S .

[0109] In S390 continuing, if it has judged whether it is below the RIN limit decision value LL that was computed by S380 and to which an average of S was beforehand set as a thin limitation of deflection/air-fuel ratio and an affirmation judging is carried out, it shifts to S400, and if a negative judging is carried out, it will shift to S430. When deflection / an average of S is below the RIN limit decision values LL at this time, an affirmation judging is carried out by S390, and it shifts to S400. In S400, fuel oil consumption F_{in} is updated to the value which decreased only the quantity of the amount F_a of fuel loss in quantity which was able to be defined beforehand.

[0110] It has judged whether it is smaller than the injection fuel loss-in-quantity limit FL_a beforehand defined as thin threshold value of fuel oil consumption, and in S410 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S420, and the value of the fuel oil consumption F_{in} updated by S400 will shift to S460, if a negative judging is carried out. At this time, when fuel oil consumption F_{in} is smaller than the injection fuel loss-in-quantity limit FL_a, an affirmation judging is carried out by S410, it shifts to S420, and the value of the injection fuel loss-in-quantity limit FL_a is assigned to fuel oil consumption F_{in} S420. Thereby, the quantity of fuel oil consumption will be decreased too much, and it has prevented an internal combustion engine's operational status becoming unstable. If processing of S420 is performed, it will shift to S460.

[0111] Moreover, when it shifts to S410 and fuel oil consumption F_{in} is more than the injection fuel

loss-in-quantity limit FL_a, a negative judging is carried out by S410, and it shifts to S460, and if fuel injection is performed with the fuel oil consumption Fin computed at the end and fuel injection is performed, in S460, it will shift to S310.

[0112] Moreover, when it shifts to S390, and deflection / an average of S is larger than the RIN limit decision value LL, a negative judging is carried out by S390, and it shifts to S430. In S430, fuel oil consumption Fin is updated to the value which only the amount F_b of fuel increase in quantity which was able to be defined beforehand increased the quantity of.

[0113] It has judged whether it is larger than the injection fuel increase-in-quantity limit FL_b beforehand defined as increase-in-quantity threshold value of fuel oil consumption, and in S440 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S450, and the value of the fuel oil consumption Fin updated by S430 will shift to S460, if a negative judging is carried out. At this time, when fuel oil consumption Fin is larger than the injection fuel increase-in-quantity limit FL_b, an affirmation judging is carried out by S440, it shifts to S450, and the value of the injection fuel increase-in-quantity limit FL_b is assigned to fuel oil consumption Fin S450. Thereby, the quantity of fuel oil consumption will be increased too much, and it has prevented an internal combustion engine's operational status becoming unstable. If processing of S450 is performed, it will shift to S460.

[0114] Moreover, when it shifts to S440 and fuel oil consumption Fin is below the injection fuel increase-in-quantity limit FL_b, a negative judging is carried out by S440, and it shifts to S460, and if fuel injection is performed with the fuel oil consumption Fin computed at the end and fuel injection is performed, in S460, it will shift to S310.

[0115] Thus, by this Air Fuel Ratio Control processing, if fuel injection is performed by S460, it shifts to S310, and fuel oil consumption Fin will be updated based on the deflection / an average of S value computed from the standard deviation of the effective pressure characteristic An, and an average, and fuel oil consumption Fin will be controlled by repeating and performing above-mentioned processing.

[0116] In addition, dispersion in the effective pressure characteristic An which the standard deviation of the effective pressure characteristic An was a scale showing the breadth of distribution of the computed effective pressure characteristic An, and was computed, so that this value was small is small, it is shown that the combustion condition is stable, and on the contrary, it will be shown that dispersion in the computed effective pressure characteristic An is large, and a combustion condition is unstable, so that this value is large.

[0117] Moreover, by comparing the deflection / an average of S and the decision value which normalized the standard deviation of the effective pressure characteristic An by $\frac{1}{\sqrt{n}}$ by the average of the effective pressure characteristic An, and judging an internal combustion engine's combustion condition, it becomes unnecessary to update a decision value according to operational status, and the value of a constant can be used as a decision value.

[0118] As explained above, while operational status is changing, fuel oil consumption Fin is controlled by this Air Fuel Ratio Control processing based on an engine speed and throttle opening. And when operational status is stable, based on the value of the standard deviation of the effective pressure characteristic An by having changed fuel oil consumption Fin, an internal combustion engine's combustion condition is judged by making into initial value fuel oil consumption Fin set up based on an engine speed and throttle opening, and fuel oil consumption Fin is controlled.

[0119] That is, when the deflection computed in S380 / an average of S is below the RIN limit decision values LL, it can be judged that the combustion condition is stable (when an affirmation judging is carried out by S390). For this reason, he is trying to aim at improvement in an internal combustion engine's fuel consumption by what is made to decrease the quantity of the next fuel oil consumption Fin by S400 continuing (an air-fuel ratio is made high).

[0120] Moreover, when the deflection computed in S380 / an average of S is larger than the RIN limit decision value LL, it can be judged that a combustion condition is unstable (when a negative judging is carried out by S390). For this reason, an internal combustion engine's fuel condition is stabilized by what is made to increase the quantity of the next fuel oil consumption Fin by S430 continuing (an air-fuel ratio is made low).

[0121] And while the condition that an internal combustion engine's operational status is stable

continues, each step from S310, S320, S340, and S380 to S460 is performed repeatedly, and fuel oil consumption F_{in} is controlled by the optimal value based on the standard deviation of the effective pressure characteristic A_n . Operation of the internal combustion engine in the air-fuel ratio (RIN limit) used as the thereby thinnest gaseous mixture is attained.

[0122] In addition, several 4 formula may be used for calculation of an average of the effective pressure characteristic A_n .

[0123]

[Equation 4]

$$\overline{A_n} = \frac{(n-1) \times \overline{A_{n-1}} + A_n}{n}$$

[0124] In case an average value is computed, it is necessary to memorize the data for n pieces (effective pressure characteristic A_n) for calculation in several 3 formula but, and in several 4 formula, since an average is computable with two data, the average value to last time, and the effective pressure characteristic A_n , saving of memory space is attained.

[0125] In addition, in this example, although the amount F_a of fuel loss in quantity and the amount F_b of fuel increase in quantity are made into the fixed value set up beforehand, they are good also as an adjustable value set up according to operational status, for example. Moreover, it becomes possible to perform evasion from an unstable combustion condition quickly by setting the amount F_b of fuel increase in quantity as a larger value than the amount F_a of fuel loss in quantity. Moreover, it is good also as an adjustable value set up according to operational status, for example also about the injection fuel loss-in-quantity limit FL_a and the injection fuel increase-in-quantity limit FL_b .

[0126] Next, the amount control processing of EGR(s) of this example is explained according to the flow chart shown in drawing 8. This amount control processing of EGR(s) is started while operation of an internal combustion engine is started, and it is performed until it suspends operation of an internal combustion engine. Moreover, since the flow of the control processing with the as fundamental amount control processing of EGR(s) as the Air Fuel Ratio Control processing is the same, the contents of processing attach the same step number about the same step, and it expresses a flow chart, and explains it below about the amount control processing of EGR(s) focusing on a different part from the Air Fuel Ratio Control processing.

[0127] First, the amount E_{gr} of EGR(s) is set up S530 and S550 of the amount control processing of EGR(s) corresponding to S330 and S350 which had read fuel oil consumption F_{in} in the Air Fuel Ratio Control processing by reading the amount E_{gr} of EGR(s) from the map set up beforehand based on the engine speed and throttle opening which were measured by S310. Moreover, if processing of S530 is performed, it will shift to S660.

[0128] And in S590 corresponding to S390, if it has judged whether it is below the amount limit decision value EL of EGR(s) beforehand set up as an amount increase-in-quantity limitation of EGR(s) and an affirmation judging is carried out, it shifts to S600, and the deflection computed by S380 / an average of S will shift to S630, if a negative judging is carried out. In addition, S400 in the Air Fuel Ratio Control processing to S460 corresponds to S660 from S600 in the amount control processing of EGR(s).

[0129] When it shifts to S590 and deflection / an average of S is below the amount limit decision values EL of EGR(s), an affirmation judging is carried out by S590, and it shifts to S600. In S600, the amount E_{gr} of EGR(s) is updated to the value which only the amount E_a of EGR increase in quantity which was able to be defined beforehand increased the quantity of. It has judged whether it is larger than the amount increase-in-quantity limit EL_a of EGR(s) beforehand defined as increase-in-quantity threshold value of the amount E_{gr} of EGR(s), and in S610 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S620, and the value of the amount E_{gr} of EGR(s) updated by S600 will shift to S660, if a negative judging is carried out. At this time, when the amount E_{gr} of EGR(s) is larger than the amount increase-in-quantity limit EL_a of EGR(s), an affirmation judging is carried out by S610, it shifts to S620, and the value of the amount increase-in-quantity limit EL_a of EGR(s) is assigned to the amount E_{gr} of EGR(s) S620. If processing of S620 is performed, it will shift to S660.

[0130] Moreover, when it shifts to S610 and the amount E_{gr} of EGR(s) is below the amount increase-in-quantity limit EL_a of EGR(s), a negative judging is carried out by S610, and it shifts to

S660, and if EGR control action is performed in the amount Egr of EGR(s) computed at the end and EGR control action is performed, in S660, it will shift to S310.

[0131] Moreover, when it shifts to S590, and deflection / an average of S is larger than the amount limit decision value EL of EGR(s), a negative judging is carried out by S590, and it shifts to S630. In S630, the amount Egr of EGR(s) is updated to the value which decreased only the quantity of the amount Eb of EGR loss in quantity which was able to be defined beforehand.

[0132] It has judged whether it is smaller than the amount loss-in-quantity limit ELb of EGR(s) beforehand defined as loss-in-quantity threshold value of the amount Egr of EGR(s), and in S640 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S650, and the value of the amount Egr of EGR(s) updated by S630 will shift to S660, if a negative judging is carried out. At this time, when the amount Egr of EGR(s) is smaller than the amount loss-in-quantity limit ELb of EGR(s), an affirmation judging is carried out by S640, it shifts to S650, and the value of the amount loss-in-quantity limit ELb of EGR(s) is assigned to the amount Egr of EGR(s) S650. If processing of S650 is performed, it will shift to S660.

[0133] Moreover, when it shifts to S640 and the amount Egr of EGR(s) is more than the amount loss-in-quantity limit ELb of EGR(s), a negative judging is carried out by S640, and it shifts to S660, and if EGR control action is performed in the amount Egr of EGR(s) computed at the end and EGR control action is performed, in S660, it will shift to S310.

[0134] Thus, by the amount control processing of these EGR(s), if EGR control action is performed by S660, it shifts to S310, and the amount Egr of EGR(s) will be updated based on the deflection / an average of S value computed from the standard deviation of the effective pressure characteristic An, and an average, and the amount Egr of EGR(s) will be controlled by repeating and performing above-mentioned processing.

[0135] As explained above, while operational status is changing, the amount Egr of EGR(s) is controlled by the amount control processing of these EGR(s) based on an engine speed and throttle opening. And when operational status is stable, based on the value of the standard deviation of the effective pressure characteristic An by having changed the amount Egr of EGR(s), an internal combustion engine's combustion condition is judged by making into initial value the amount Egr of EGR(s) set up based on an engine speed and throttle opening, and the amount Egr of EGR(s) is controlled.

[0136] That is, when the deflection computed in S380 / an average of S is below the amount limit decision values EL of EGR(s), it can be judged that the combustion condition is stable (when an affirmation judging is carried out by S590). For this reason, he is trying to decrease the harmful matter in an exhaust gas further by making the quantity of the next amount Egr of EGR(s) increase by S600 continuing.

[0137] Moreover, when the deflection computed in S380 / an average of S is larger than the amount limit decision value EL of EGR(s), it expresses that a combustion condition is unstable (when a negative judging is carried out by S590), and an internal combustion engine's fuel condition is stabilized by making the quantity of the next amount Egr of EGR(s) decrease by S630.

[0138] And while the condition that an internal combustion engine's operational status is stable continues, each step from S310, S320, S340, S380, and S590 to S660 is performed repeatedly, and the amount Egr of EGR(s) is controlled by the optimal value based on the standard deviation of the effective pressure characteristic An. Thereby, operation of the internal combustion engine in the condition of having suppressed generating of harmful matter is attained, without reducing a combustion condition.

[0139] In addition, in this example, although the amount Ea of EGR increase in quantity and the amount Eb of EGR loss in quantity are made into the fixed value set up beforehand, they are good also as an adjustable value set up according to operational status, for example. Moreover, it is good also as an adjustable value set up according to operational status, for example also about the amount increase-in-quantity limit ELa of EGR(s), and the amount loss-in-quantity limit ELb of EGR(s).

[0140] Next, fuel-injection-timing control processing of this example is explained according to the flow chart shown in drawing 9. This fuel-injection-timing control processing is started while operation of an internal combustion engine is started, and it is performed until it suspends operation of an internal combustion engine. Moreover, since the approach the control processing with as

fundamental fuel-injection-timing control processing as ignition timing control processing flows is the same, the contents of processing attach the same step number about the same step, and it expresses a flow chart, and explains it below about fuel-injection-timing control focusing on a different part from ignition timing control processing.

[0141] First, fuel injection timing T_{in} is set up S730 and S750 of the fuel-injection-timing control processing corresponding to S130 and S150 which had read ignition timing T_{ig} in ignition timing control processing by reading fuel injection timing T_{in} from the map set up beforehand based on the engine speed and throttle opening which were measured by S110. And in S750, fuel injection timing T_{in} is updated to the value which advanced only the amount T_{ia} of tooth lead angles which was able to be defined beforehand.

[0142] Moreover, when S180 in ignition timing control to S240 supports S840 from S780 in fuel-injection-timing control, and shifts to S170 and the newest effective pressure characteristic An is larger than effective pressure characteristic $An-1$ [last], an affirmation judging is carried out by S170, and it shifts to S780. In S780, the value of the newest effective pressure characteristic An is assigned to effective pressure characteristic $An-1$ [last], and it updates to the value which advanced only the amount T_{ia} of tooth lead angles which was able to set fuel injection timing T_{in} beforehand.

[0143] It has judged whether it is larger than the fuel-injection-timing tooth-lead-angle limit TL_{ia} beforehand defined as tooth-lead-angle threshold value of fuel injection timing, and in S790 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S800, and the value of the fuel injection timing T_{in} updated by S780 will shift to S840, if a negative judging is carried out. At this time, when fuel injection timing T_{in} is larger than the fuel-injection-timing tooth-lead-angle limit TL_{ia} , an affirmation judging is carried out by S790, it shifts to S800, and the value of the fuel-injection-timing tooth-lead-angle limit TL_{ia} is assigned to S800 at fuel injection timing T_{in} . If processing of S800 is performed, it will shift to S840.

[0144] And when it shifts to S790 and fuel injection timing T_{in} is below the fuel-injection-timing tooth-lead-angle limit TL_{ia} , a negative judging is carried out by S790, and it shifts to S840, and if fuel injection is performed in the fuel injection timing T_{in} computed at the end and fuel-injection ignition is performed, in S840, it will shift to S110.

[0145] Moreover, when it shifts to S170 and the newest effective pressure characteristic An is less than [last / effective pressure characteristic $An-1$], a negative judging is carried out by S170, and it shifts to S810. In S810, the value of the newest effective pressure characteristic An is assigned to effective pressure characteristic $An-1$ [last], and it updates to the value which delayed only the amount T_{ir} of lags which was able to set fuel injection timing T_{in} beforehand.

[0146] It has judged whether it is smaller than the fuel-injection-timing lag limit TL_{ir} beforehand defined as lag threshold value of fuel injection timing, and in S820 continuing, if an affirmation judging is carried out, it shifts to S830, and the value of the fuel injection timing T_{in} updated by S810 will shift to S840, if a negative judging is carried out. At this time, when fuel injection timing T_{in} is smaller than the fuel-injection-timing lag limit TL_{ir} , an affirmation judging is carried out by S820, it shifts to S830, and the value of the fuel-injection-timing lag limit TL_{ir} is assigned to S830 at fuel injection timing T_{in} . If processing of S830 is performed, it will shift to S840.

[0147] And when it shifts to S820 and fuel injection timing T_{in} is more than the fuel-injection-timing lag limit TL_{ir} , a negative judging is carried out by S820, and it shifts to S840, and if fuel injection is performed in the fuel injection timing T_{in} computed at the end and fuel injection is performed, in S840, it will shift to S110.

[0148] Thus, by this fuel-injection-timing control processing, if it lights by S840, it shifts to S110, and fuel injection timing T_{in} will be updated based on the effective pressure characteristic An , and fuel injection timing T_{in} will be controlled by repeating and performing above-mentioned processing. As explained above, while operational status is changing, fuel injection timing T_{in} is controlled by this fuel-injection-timing control processing based on an engine speed and throttle opening. And when operational status is stable, based on fluctuation of the effective pressure characteristic An by having changed fuel injection timing T_{in} , an internal combustion engine's combustion condition is judged by making into initial value fuel injection timing T_{in} set up based on an engine speed and throttle opening, and fuel injection timing T_{in} is controlled.

[0149] That is, when the effective pressure characteristic An computed by S160 becomes larger than

effective pressure characteristic An-1 computed before advancing after advancing fuel injection timing Tin in S750, it can be judged that the combustion condition became good (when an affirmation judging is carried out by S170). For this reason, he is trying for the combustion condition in next combustion to become still better by advancing next fuel injection timing Tin in S780 continuing.

[0150] When the effective pressure characteristic An computed by S160 becomes less than [effective pressure characteristic An-1] which was computed before advancing on the contrary after advancing fuel injection timing Tin in S750, it can be judged that the combustion condition became a defect (when a negative judging is carried out by S170). For this reason, he is trying for a combustion condition to become good in next combustion by delaying the next fuel injection timing Tin S810 continuing.

[0151] And while the condition that an internal combustion engine's operational status is stable continues, each step of S110, S120, S140, S160, S170, and S780 to S840 is performed repeatedly, and fuel injection timing Tin is controlled by the optimal value based on the effective pressure characteristic An. It becomes possible to set fuel injection timing as fuel injection timing with an internal combustion engine's most sufficient effectiveness, and to operate an internal combustion engine by this.

[0152] In addition, in this example, although the amount Tia of tooth lead angles and the amount Tir of lags are made into the fixed value set up beforehand, they are good also as an adjustable value set up according to operational status, for example. Moreover, it is good also as an adjustable value set up according to operational status, for example also about the fuel-injection-timing tooth-lead-angle limit TLia and the fuel-injection-timing lag limit TLir.

[0153] Although the pressure-sensor built-in ignition plug has detected the cylinder internal pressure used for calculation of an effective pressure characteristic in the internal combustion engine of this example as explained above, an effective pressure characteristic can be computed correctly, without being influenced of the taking-a-seat noise of an inlet valve and an exhaust valve, since the cylinder internal pressure in the period from before [a top dead center] 90-degreeCA to after [a top dead center] 90-degreeCA is used. And the effective pressure characteristic is computed by amending the error of the cylinder internal pressure in a pressure-sensor built-in ignition plug produced according to individual difference, such as sensibility, bolting torque, and temperature. Furthermore, the effective pressure characteristic is computed by amending the error under the effect of the residual pressure in the cylinder internal pressure which a pressure-sensor built-in ignition plug detects. From these things, an effective pressure characteristic is computable with a sufficient precision by the internal combustion engine of this example.

[0154] Therefore, it enables him for the internal combustion engine of this example to control ignition timing, an air-fuel ratio (fuel oil consumption), the amount of EGR(s), and fuel injection timing based on the effective pressure characteristic computed with a precision sufficient in this way, and to control an internal combustion engine's combustion condition the optimal. Thereby, combustion efficiency can be raised and improvement in fuel consumption, reduction of harmful matter, etc. can also be aimed at.

[0155] As mentioned above, although the example of this invention was explained, this invention is not limited to the above-mentioned example, and can take various modes. Although the cylinder internal pressure integral value for computing an effective pressure characteristic is computed in integrating for every 1 degree CA of crank angles in this example, the approach of accumulating the charge which the piezoelectric device outputted in a capacitor, for example, and computing a cylinder internal pressure integral value with the capacity of the accumulated charge may be used.

[0156] Moreover, as a pressure sensor which detects cylinder internal pressure, an ignition plug is preparing for another object and pinched with a gasket between an ignition plug and an internal combustion engine body, and the thing of a format which detects change of a bolting load may be used. Furthermore, although this example is a direct injection mold internal combustion engine, it is also possible to control ignition timing, an air-fuel ratio, and the amount of EGR(s) by using the control approach of this invention within inhalation of air in the internal combustion engine of the method which injects a fuel.

[Translation done.]

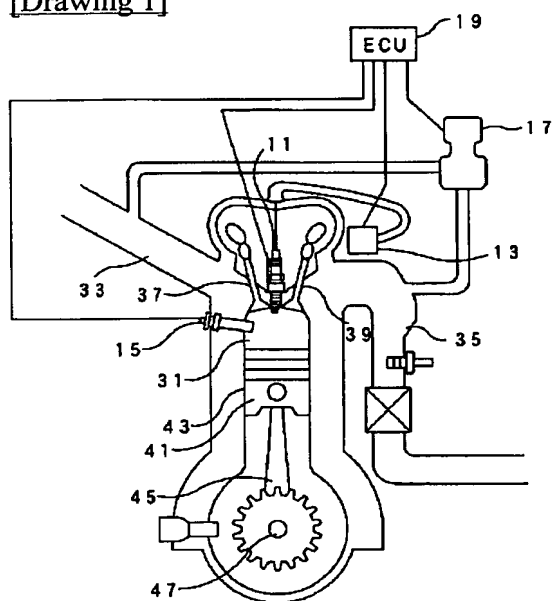
* NOTICES *

JPO and NCIPi are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

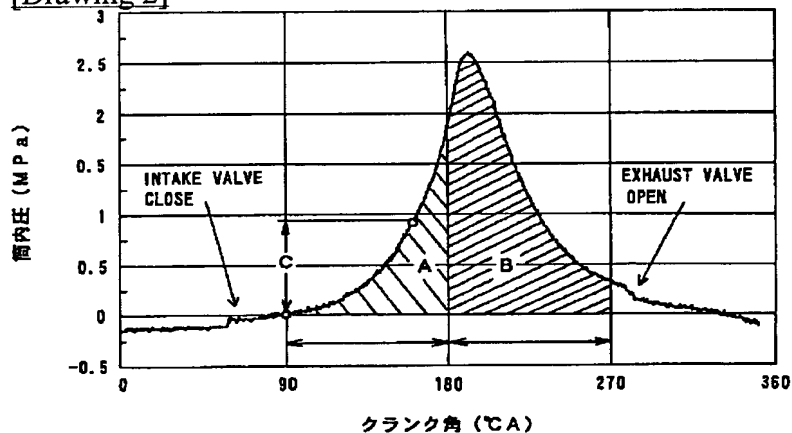
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

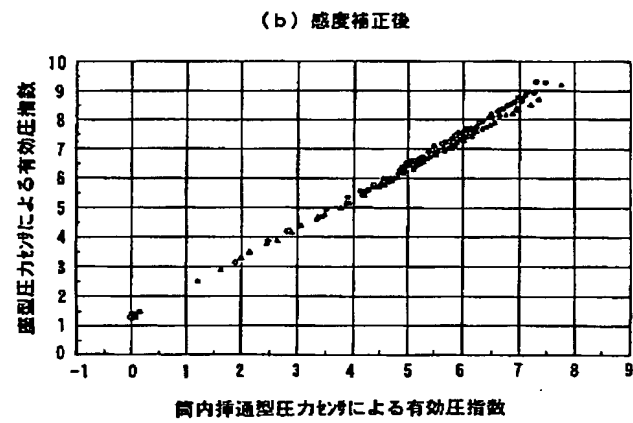
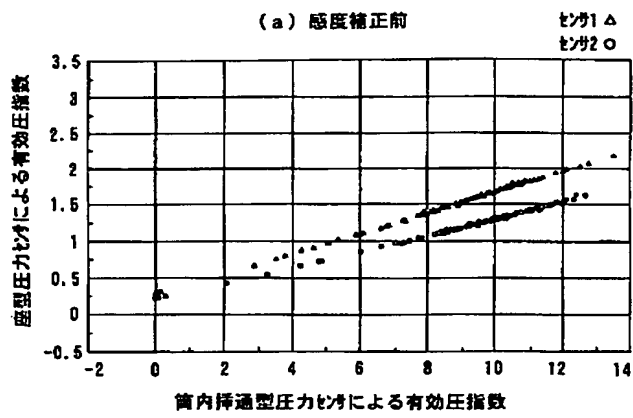
[Drawing 1]



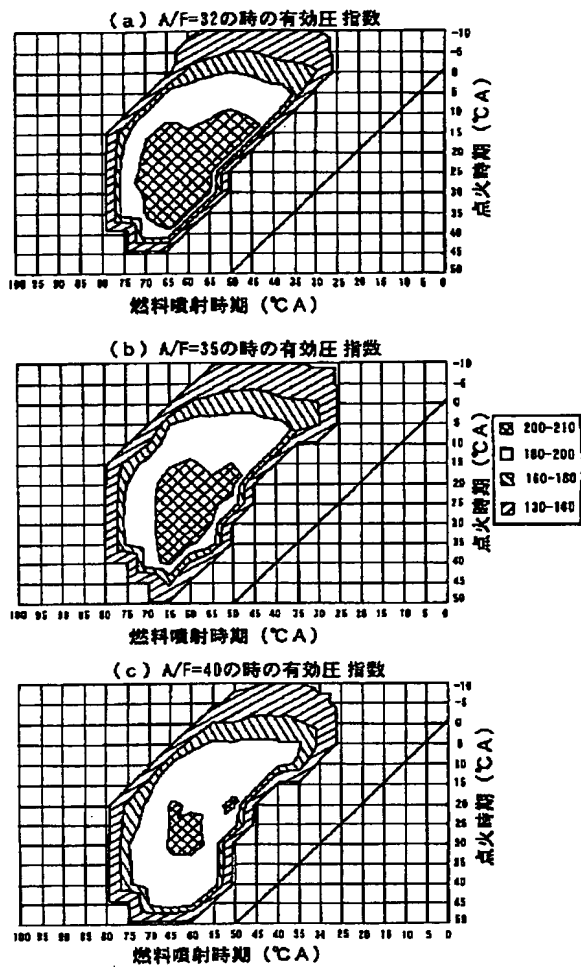
[Drawing 2]



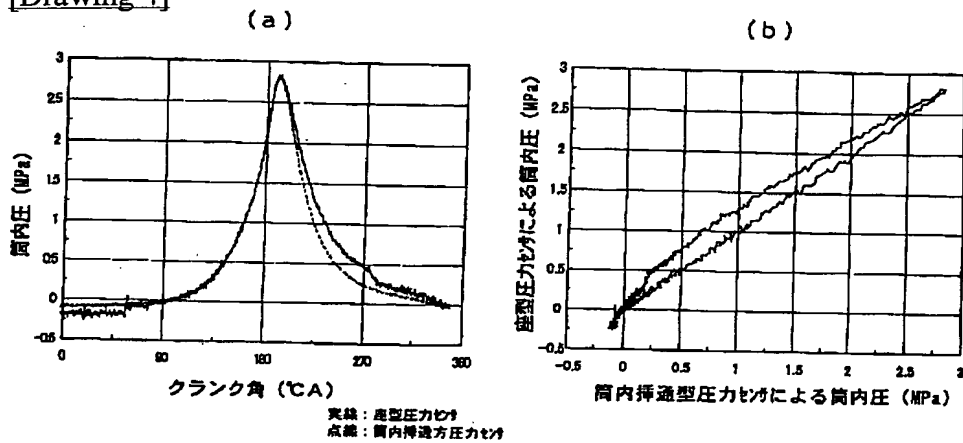
[Drawing 3]



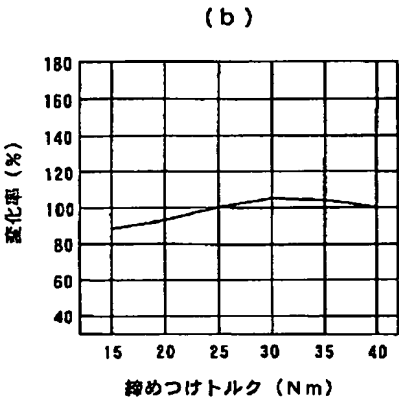
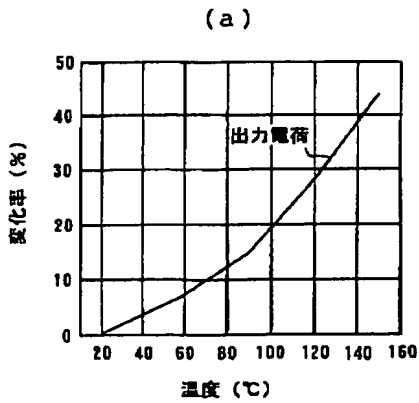
[Drawing 5]



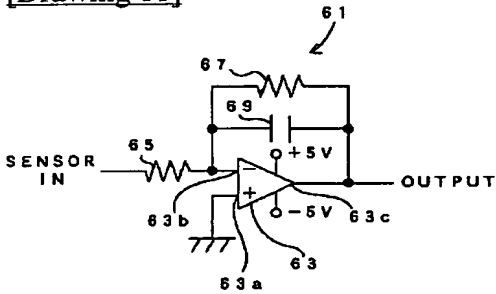
[Drawing 4]



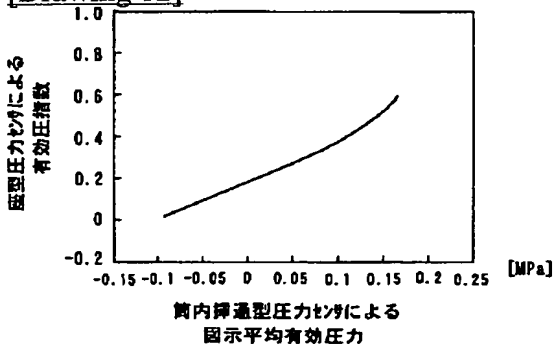
[Drawing 10]



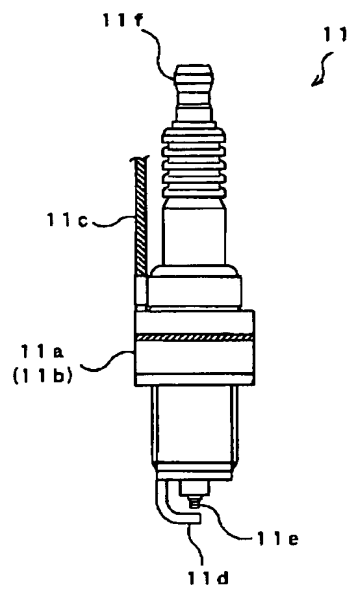
[Drawing 11]



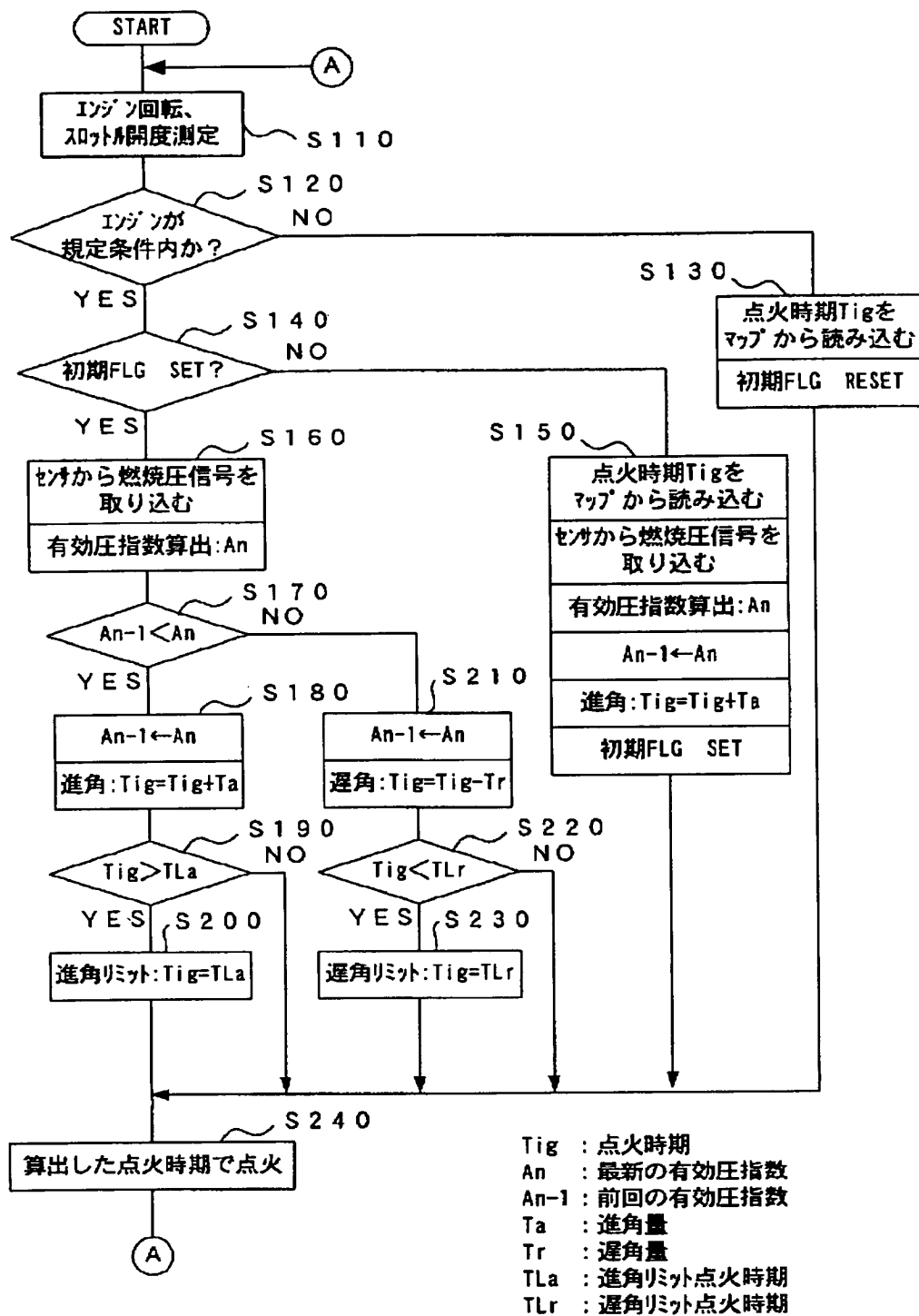
[Drawing 12]



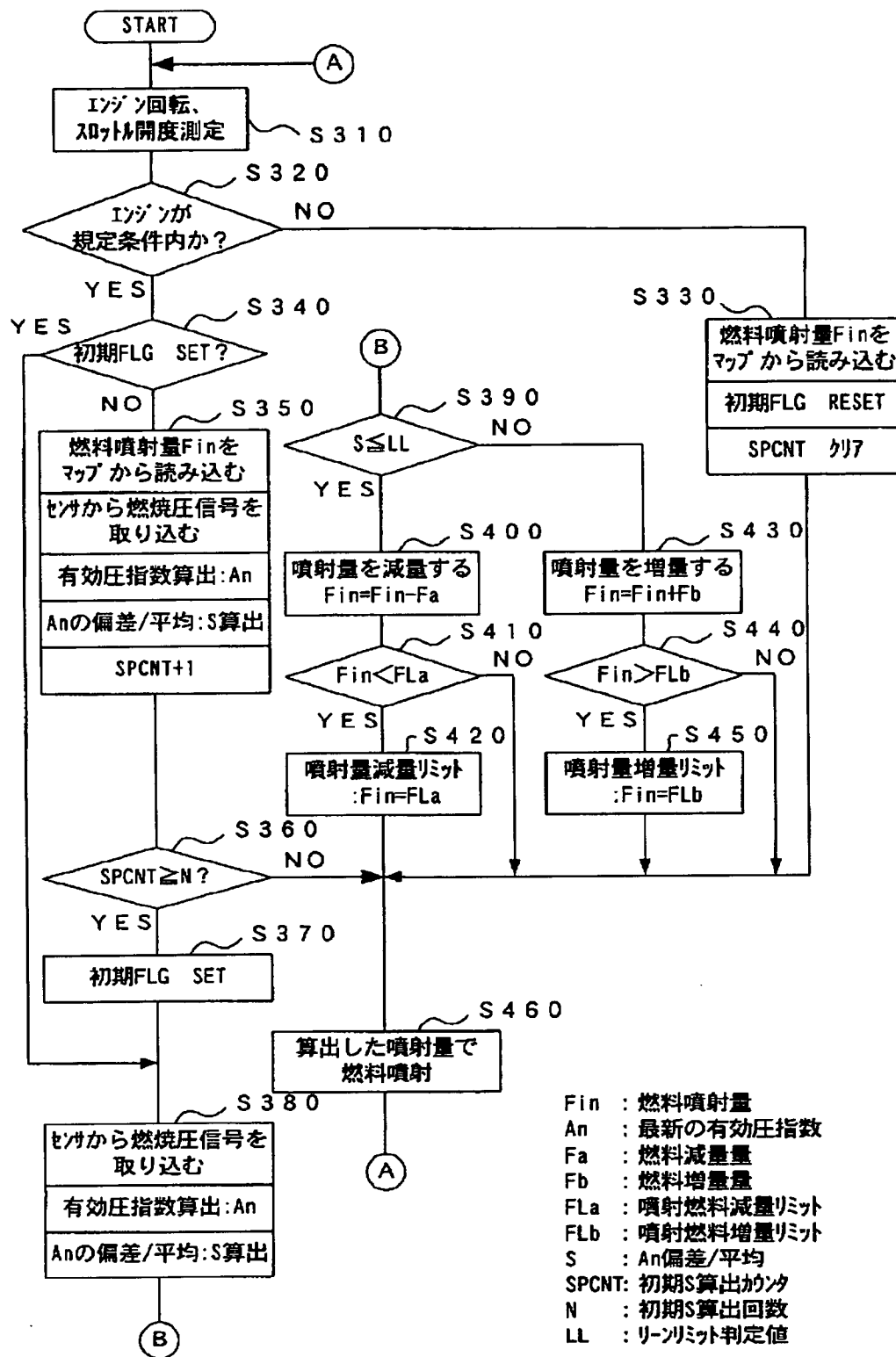
[Drawing 13]



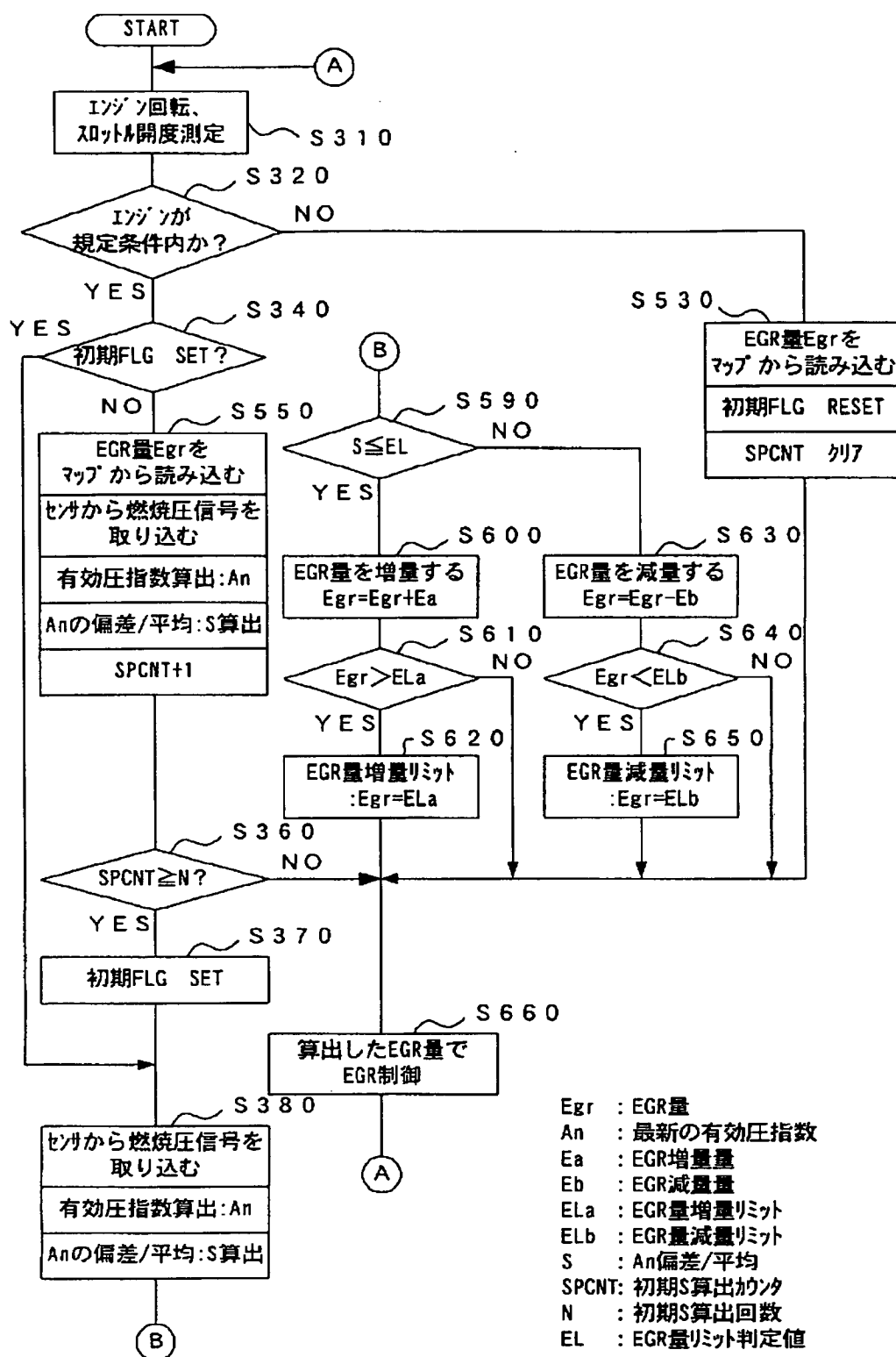
[Drawing 6]



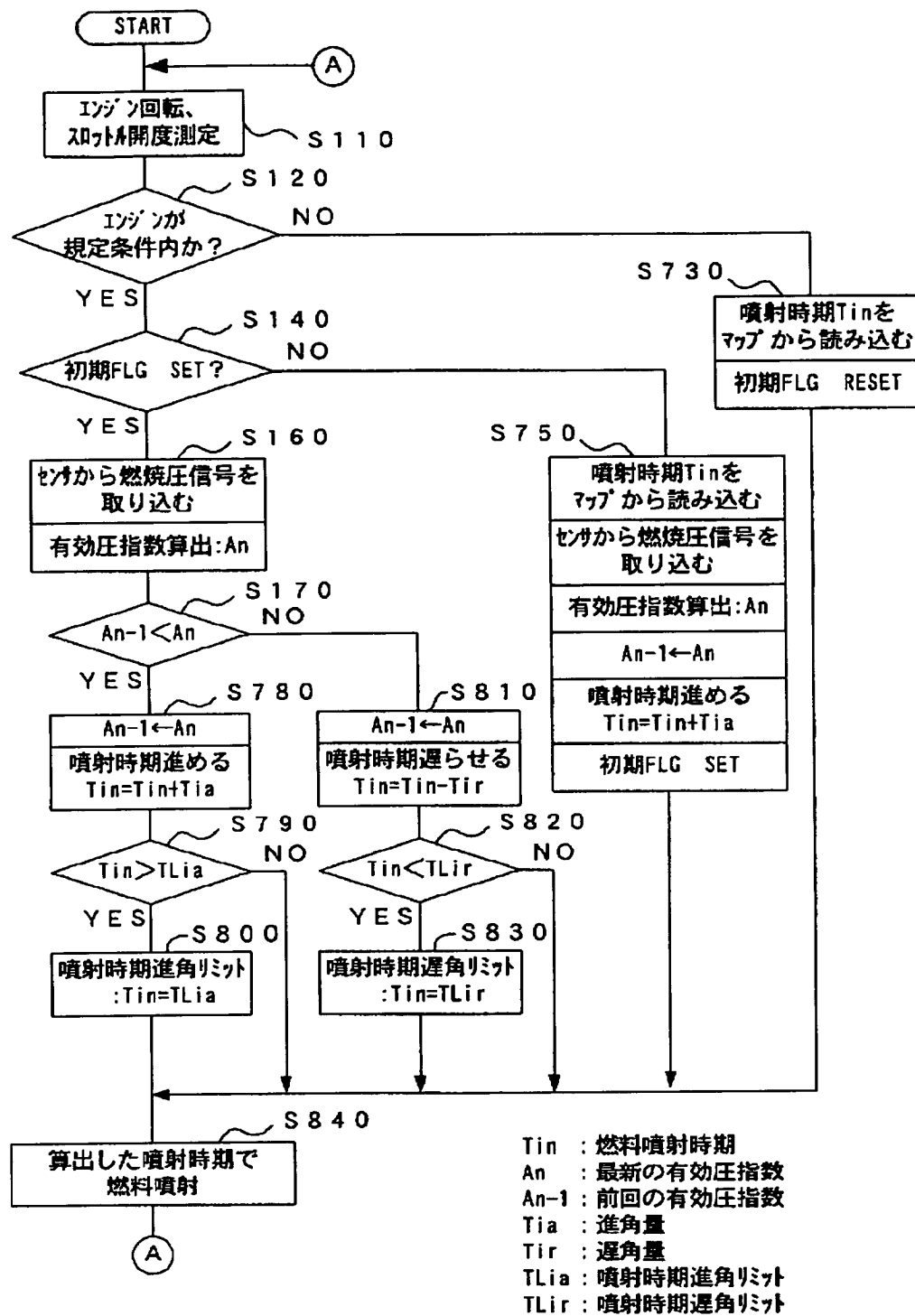
[Drawing 7]



[Drawing 8]



[Drawing 9]



[Translation done.]

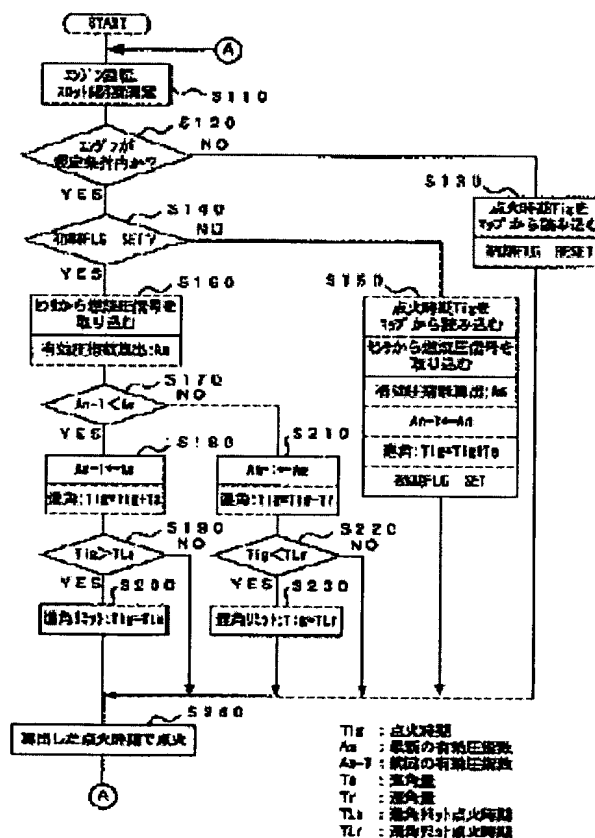
METHOD OF CONTROLLING INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Patent number: JP2001152952
Publication date: 2001-06-05
Inventor: MATSUI MASAYOSHI; SUZUKI TAKAHIRO
Applicant: NGK SPARK PLUG CO
Classification:
 - International: **F02D41/02; F02D43/00; F02D45/00; F02M25/07; F02P5/15; F02D41/02; F02D43/00; F02D45/00; F02M25/07; F02P5/15; (IPC1-7): F02D45/00; F02D41/02; F02D43/00; F02M25/07; F02P5/15**
 - european:
Application number: JP19990336005 19991126
Priority number(s): JP19990336005 19991126

Report a data error here

Abstract of JP2001152952

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a method of controlling for an internal combustion engine to high-precisely calculate an effective pressure index by a cylinder pressure detected by a seat type pressure sensor and control the combustion state of an internal combustion engine to an optimum based on a calculated effective pressure index. **SOLUTION:** In an internal combustion of an embodiment, after a value obtained by subtracting a pressure integration value A before a top dead center from a pressure integration value B after a top dead center calculated by integrating a cylinder pressure detected by an ignition plug 11 with a built-in pressure sensor is divided by a first correction reference value C being a difference of a cylinder pressure at a BTC20 deg. CA and a TDC90 deg. CA, by subtracting a second correction reference value D being a value of an effective pressure index during shut-off of fuel, an effective pressure index An is calculated. This method corrects the error of a detecting cylinder pressure and calculates the accurate effective pressure index An. Further, by controlling an ignition timing, an air-fuel ratio, an ECR amount, and a fuel injection timing based on the effective pressure index An during steady operation of the internal combustion engine, a combustion state is controlled to an optimum.



【特許請求の範囲】

【請求項1】 点火プラグの取り付け座に備えた圧電素子により点火プラグ締め付け荷重の変化を検出することで内燃機関の筒内圧を検出し、該筒内圧に基づいて算出された内燃機関の動力源となる有効圧指数を基に内燃機関を制御する内燃機関制御方法であって、吸気弁が閉じてからクランク角が上死点に達するまでの間に定めた一定期間内における前記筒内圧を積分することにより上死点前圧力積分値を算出し、クランク角が前記上死点に達してから排気弁が開くまでの間に定めた一定期間内における前記筒内圧を積分することにより上死点後圧力積分値を算出し、前記上死点後圧力積分値と前記上死点前圧力積分値との差を有効圧指数として算出することを特徴とする内燃機関制御方法。

【請求項2】 前記上死点前積分値を、クランク角が上死点前90°CAから前記上死点に達するまでの期間内における前記筒内圧を積分することにより算出し、前記上死点後積分値を、クランク角が前記上死点に達してから上死点後90°CAに達するまでの期間内における前記筒内圧を積分することにより算出し、前記上死点後圧力積分値と前記上死点前圧力積分値との差を有効圧指数として算出し、この有効圧指数に基づき内燃機関を制御することを特徴とする請求項1に記載の内燃機関制御方法。

【請求項3】 吸気弁が閉じてから点火時期前までに検出される前記筒内圧のうち異なる2時点における前記筒内圧の差を第1補正基準値として設定し、前記上死点後圧力積分値と前記上死点前圧力積分値の差として算出される前記有効圧指数を、更に前記第1補正基準値によって除することにより補正し、該補正された有効圧指数に基づいて内燃機関を制御すること、を特徴とする請求項1または請求項2に記載の内燃機関制御方法。

【請求項4】 請求項1から請求項3のいずれかに記載の内燃機関制御方法において、失火運転時を含む全ての運転状態における有効圧指数を算出し、前記失火運転時に算出される有効圧指数を第2補正基準値として設定し、前記通常運転時に算出される有効圧指数から、前記第2補正基準値を引くことで、前記通常運転時の有効圧指数を補正し、該補正された有効圧指数に基づいて内燃機関を制御することを特徴とする内燃機関制御方法。

【請求項5】 内燃機関の運転状態が安定しているか否かを判断し、少なくとも内燃機関の運転状態が安定している定常運転時には、前記有効圧指数を算出し、該算出された有効圧指数に基づいて、内燃機関を制御することを特徴とする請求項1から請求項4のいずれかに記載の内燃機関制御

方法。

【請求項6】 内燃機関の定常運転時に算出した前記有効圧指数に基づき、点火時期を制御する内燃機関制御方法であって、

点火時期を予め定められた点火時期変化量だけ変化させた後に算出される前記有効圧指数が、点火時期を変化させる前に算出された有効圧指数よりも大きくなるときには、次の点火時期を前記点火時期変化量による変化方向と同じ方向に変化させ、

10 反対に、点火時期を予め定められた点火時期変化量だけ変化させた後に算出される前記有効圧指数が、点火時期を変化させる前に算出された有効圧指数以下であるときには、次の点火時期を前記点火時期変化量による変化方向とは反対方向に変化させることにより、点火時期を制御することを特徴とする請求項5に記載の内燃機関制御方法。

【請求項7】 内燃機関の定常運転時に算出した前記有効圧指数に基づき、空燃比またはEGR量を制御する内燃機関制御方法であって、

20 燃料噴射量およびEGR量の少なくともいずれか一方を予め定められた量だけ変化させた後に、予め定められた回数だけ算出される有効圧指数の分布の広がりを表す値が、予め定められた判定値以下であるときは、燃料噴射量を減少させる制御、およびEGR量を増加させる制御の少なくともいずれか一方の制御を実行し、

反対に、燃料噴射量およびEGR量の少なくともいずれか一方を予め定められた量だけ変化させた後に、予め定められた回数だけ算出される有効圧指数の分布の広がりを表す値が、予め定められた判定値よりも大きくなるときは、燃料噴射量を増加させる制御、およびEGR量を減少させる制御の少なくともいずれか一方の制御を実行することにより、空燃比またはEGR量を制御することを特徴とする請求項5または請求項6に記載の内燃機関制御方法。

【請求項8】 直噴型の内燃機関の定常運転時に算出した前記有効圧指数に基づき、燃料噴射時期を制御する内燃機関制御方法であって、

燃料噴射時期を予め定められた燃料噴射時期変化量だけ変化させた後に算出される有効圧指数が、燃料噴射時期を変化させる前に算出された有効圧指数よりも大きくなるときには、次の燃料噴射時期を前記燃料噴射時期変化量による方向と同じ方向に変化させ、

反対に燃料噴射時期を予め定められた燃料噴射時期変化量だけ変化させた後に算出される有効圧指数が、燃料噴射時期を変化させる前に算出された有効圧指数以下であるときには、次の燃料噴射時期を前記燃料噴射時期変化量による方向と反対方向に変化させることにより、燃料噴射時期を制御することを特徴とする請求項5から請求項7のいずれかに記載の内燃機関制御方法。

50 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、内燃機関に設けられた圧電素子により検出された筒内圧に基づいて内燃機関の有効圧指数を算出し、算出した有効圧指数に基づいて内燃機関を制御する内燃機関制御方法に関する。

【0002】

【従来の技術】内燃機関において、内燃機関の燃焼状態の判定、ノッキングの検出、燃費の向上および排気ガス正常化等を行うための方法として、燃焼室内の圧力（筒内圧）を検出し、この筒内圧に基づいて判断する方法がある。また、筒内圧は内燃機関の動作に応じて変化することから、筒内圧の変化に基づいて、内燃機関の動力源として使用された図示平均有効圧力を算出することが出来る。特に、1燃焼サイクル全体における筒内圧の変化に基づいて図示平均有効圧力を算出することで、内燃機関の燃焼状態が正確に反映された図示平均有効圧力を得ることが出来る。

【0003】そして、筒内圧を検出する方法としては、例えば、燃焼室に通じる圧力導孔をシリンダヘッドに設けて、圧力導孔に圧力センサを備えることにより、圧力導孔に伝播される燃焼室内の圧力変動を検出する方法がある。しかし、この筒内圧検出方法は、圧力導孔を設けるためにシリンダヘッドを加工する必要があるため、内燃機関の構造が複雑になるとともに、コストが高くなるという問題がある。

【0004】この問題に対して、圧力センサを点火プラグの取り付け座部分に配置して、点火プラグをシリンダヘッドに締め付けた時の締め付け荷重の変動によって、筒内圧を検出する座型圧力センサが提案されている（特開平6-290853号公報参照）。これにより、シリンダヘッドに圧力導孔を設けるための加工作業が必要なくなり、内燃機関の構造を複雑に加工することなく低コストで筒内圧を検出することが可能になる。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、座型圧力センサは、点火プラグの締め付け荷重の変動により筒内圧を検出する構造であるため、吸気弁・排気弁の着座ノイズの影響を受けると、検出した筒内圧の出力信号が実際の圧力変化から大きく離れてしまうという問題がある。そのため、座型圧力センサを用いた場合、吸気弁・排気弁の動作時を含む1燃焼サイクル全体について、筒内圧を正確に検出することは難しく、1燃焼サイクル全体における筒内圧に基づいて算出される内燃機関の図示平均有効圧力を正確に算出することは精度的に困難となる。

【0006】ここで、吸気弁・排気弁によるノイズの影響を確認するために、内燃機関の運転時における、座型圧力センサの出力信号波形を図2に示す。図2に示す出力信号波形によれば、座型圧力センサでは、吸気弁の開時（INTAKE VALVE CLOSE）と、排気弁の開時（EXHAUST

VALVE OPEN）において、出力信号波形（筒内圧）が変動していることが判る。

【0007】また、圧力センサを構成する圧電素子は、温度によって出力特性が変化することも知られている。ここで、圧電素子の温度変化に対する特性の変化を図10（a）に示す。図10（a）は、20℃のときの圧力センサの出力電荷を0%として、温度変化による圧力センサの出力電荷の変化率を表しており、横軸を温度とし、縦軸を変化率とする座標平面上に変化率を表す。図10（a）に示す圧力センサの特性から、圧力センサの出力電荷（以下、出力信号ともいう）が温度変化によって変化することが判る。

【0008】そして、圧力センサを構成する圧電素子には、僅かながら感度に個体差が存在し、出力信号に個体差に起因する若干の誤差があることが判っている。また、圧電素子が出力する電荷が微小であるため、一般に、圧電素子の出力信号は増幅回路によって増幅して用いられる。このため、圧電素子単体としては許容範囲である誤差も、増幅回路によって増幅されてしまうと、この誤差が無視できない値になってしまう。

【0009】ここで、圧電素子における出力信号の誤差の有無を確認するために行った測定の結果を図3（a）に示す。測定は、増幅回路を用いて、同型の2個の座型圧力センサ（センサ1、センサ2）と、燃焼室に通じる圧力導孔に設けた筒内挿通型圧力センサとにより筒内圧を検出し、上死点前と上死点後における筒内圧の積分値の差を算出することで行った。なお、図3（a）では、この積分値の差を有効圧指数と称して記し、筒内挿通型圧力センサを用いて算出した有効圧指数に対する、座型圧力センサを用いて算出した各有効圧指数の関係を示す。図3（a）に示す測定結果から、同型の座型圧力センサであっても、算出した有効圧指数が異なっていることが判る。このことから、圧電素子の感度の個体差による出力信号の誤差が存在することが判る。

【0010】さらに、座型圧力センサは、点火プラグの締め付け荷重を検出することで筒内圧を検出するため、点火プラグ取り付け時の締め付け荷重が異なると、筒内圧の変化による締め付け荷重の変動に差異が生じてしまう。仮に、トルクレンチなどの締め付け荷重を測定する器具を用いても、座型圧力センサの圧力検出に影響しない程度にまで厳密に締め付け荷重を統一することは現実的に困難である。そのため、座型圧力センサの検出圧力の出力特性は、点火プラグの締め付け荷重の個体差による影響を受けることになる。

【0011】ここで、締め付けトルクの変化による座型圧力センサの検出圧力の変化率を図10（b）に示す。図10（b）は、締め付けトルクが25N・mである時の座型圧力センサの出力信号を100%として、締め付けトルクを変化させたときの締め付けトルクと出力信号との関係を示している。図10（b）に示すとおり、締め

付けトルクが小さくなると変化率が低下し（出力電荷が小さくなり）、締め付けトルクが大きくなると変化率が上昇する（出力電荷が大きくなる）。このことから、締め付けトルクが変化することによって、座型圧力センサの出力信号が変化していることが判る。

【0012】このように、座型圧力センサは、温度、感度、および締め付けトルクなどの個体差によって出力信号に誤差が含まれることから、精度の高い筒内圧を検出することができない虞がある。このため、座型圧力センサにて検出される筒内圧の変化に基づいて、内燃機関の有効圧指数を正確に算出することは精度的に困難である。

【0013】また、筒内圧による締め付け荷重の変化は、燃焼ガスが点火プラグを押さえることで発生している。そして、同時に点火プラグの主体金具のネジ部とシリンドラヘッドのネジ部との間に存在する空隙に燃焼ガスが入り込むため、実際の筒内圧が低下してもネジ部の空隙に存在する燃焼ガスの流出遅れによって残圧が発生してしまう。

【0014】ここで、座型圧力センサにより検出した筒内圧に、残圧による影響が存在することを確認するために行った測定の測定結果を図4に示す。測定は、座型圧力センサと、燃焼室に通じる圧力導孔に設けた筒内挿通型圧力センサを用いて、同一燃焼室内の筒内圧を検出することで行った。図4（a）では、横軸をクランク角とし、縦軸を筒内圧とする座標平面上に、座型圧力センサにより検出した筒内圧を実線で、筒内挿通型圧力センサにより検出した筒内圧を点線で記して、測定結果を示す。図4（a）に示す測定結果から、筒内圧のピーク値に達するまでは、各圧力センサとも同じ値の筒内圧を検出しているが、筒内圧のピーク値を経過した後は、筒内挿通型圧力センサの検出する筒内圧よりも座型圧力センサの検出する筒内圧の方が値が大きくなっている。また、図4（b）に、縦軸に座型圧力センサにより検出した筒内圧を、横軸に筒内挿通型圧力センサにより検出した筒内圧を設定し、各圧力センサが検出した筒内圧に関するリサージュ波形を示す。図4（b）の結果からも、筒内挿通型圧力センサの検出する筒内圧よりも座型圧力センサの検出する筒内圧の方が値が大きくなっていることが判る。

【0015】この測定結果から、上死点（以下、TDCともいう）後においては、座型圧力センサでは筒内挿通型圧力センサの検出する筒内圧よりも高い圧力（残圧）を検出していることが判る。そして、この残圧の影響により、混合気の燃焼後において座型圧力センサが検出する筒内圧は、筒内挿通型圧力センサの検出する筒内圧よりも緩やかに減少することになり、実際の筒内圧を正確に検出することが難しくなる。

【0016】したがって、座型圧力センサにより検出された筒内圧に基づいて算出する有効圧指数は、吸気弁・

排気弁によるノイズ、点火プラグの締め付けトルクや温度などによる個体差、およびネジ部の残圧による影響により、誤差を生じてしまうことがある。そして、このような個体差や残圧の影響による誤差は、実際に座型圧力センサを内燃機関本体に取り付けた時点で決定されるため、例えば、取り付け前に予め座型圧力センサ毎の誤差を測定しておき、補正基準値を設定して補正を行うことは不可能である。また、座型圧力センサを取り付けた時点で誤差を測定し、誤差に応じて設定した補正基準値を用いて誤差を補正することも可能であるが、運転中の内燃機関は常に状態が変化しており、時間経過に伴い、座型圧力センサの出力特性が変化していく虞もあるため、経時変化による誤差を補正することが出来ないという問題がある。

【0017】本発明は、こうした問題に鑑みなされたものであり、座型圧力センサの検出する筒内圧により精度良く有効圧指数を算出し、算出された有効圧指数に基づいて内燃機関の燃焼状態を最適に制御する内燃機関制御方法を提供することを目的とする。

【0018】

【課題を解決するための手段】かかる目的を達成するためになされた請求項1記載の発明は、点火プラグの取り付け座に備えた圧電素子により点火プラグ締め付け荷重の変化を検出することで内燃機関の筒内圧を検出し、この筒内圧に基づいて算出された内燃機関の動力源となる有効圧指数を基に内燃機関を制御する内燃機関制御方法であって、吸気弁が閉じてからクランク角が上死点に達するまでの間に定めた一定期間内における筒内圧を積分することにより上死点前圧力積分値を算出し、クランク角が上死点に達してから排気弁が開くまでの間に定めた一定期間内における筒内圧を積分することにより上死点後圧力積分値を算出し、上死点後圧力積分値と上死点前圧力積分値との差を有効圧指数として算出し、この有効圧指数に基づき内燃機関を制御することの特徴とする。

【0019】内燃機関では、燃焼室内で混合気を燃焼させることで発生する圧力により動力を発生させているが、内燃機関の動力源として使用される圧力は、上死点後の燃焼室内の圧力（筒内圧）である。しかし、上死点前に発生する燃焼室内の圧力は上死点後の燃焼室内の圧力を発生させるために使用される。このことから、上死点後の筒内圧の積分値と上死点前の筒内圧の積分値との差が、内燃機関の動力源として実際に使用される圧力であると判断できる。よって、本発明（請求項1）の内燃機関制御方法における有効圧指数の算出方法のように、上死点後圧力積分値と上死点前圧力積分値との差を求めることで、内燃機関の動力源として実際に使用される圧力を算出することができる。本明細書では、この圧力を有効圧指数と定義するものとする。

【0020】また、点火プラグの取り付け座に備えた圧電素子により検出される筒内圧は、締め付け荷重の変化

により検出されることから、吸気弁・排気弁の着座による振動ノイズの影響を受けてしまう。そこで、筒内圧の検出期間を請求項1に記載の内燃機関制御方法における有効圧指数の算出方法のように定めることで、吸気弁・排気弁の着座による振動ノイズの影響を避けて筒内圧を検出することができ、有効圧指数の算出にあたり、着座ノイズによる誤差が生じることがなくなる。

【0021】ここで、本発明（請求項1）の内燃機関制御方法における有効圧指数の算出方法により有効圧指数として算出した値が、内燃機関の動力源として使用された図示平均有効圧力を示す値に代わる値となることを確認するためにに行った測定の測定結果を図12に示す。測定は、座型圧力センサを用いて本発明方法における有効圧指数の算出方法で有効圧指数を算出すると共に、筒内挿通型圧力センサを用いて1燃焼サイクル全体における図示平均有効圧力を算出することで行った。なお、図示平均有効圧力は、排気量の異なる内燃機関の燃焼効率を比較する際にも用いられる指標であり、内燃機関の動力源として使用された圧力を正確に反映した値を示す。

【0022】図12に示す測定結果から、有効圧指数は、図示平均有効圧力に対して比例関係があることが判る。よって、本発明方法における有効圧指数の算出方法により算出した有効圧指数は、内燃機関の動力源として使われた図示平均有効圧力を表す値に代わる値として用いることが可能である。

【0023】そして、有効圧指数は、内燃機関の燃焼状態に応じて値が変化することから、内燃機関における混合気の燃焼状態を表す指標として用いることができる。よって、この有効圧指数に基づき、燃焼状態が向上するように内燃機関を制御することで、最適な燃焼状態での内燃機関の運転が可能となる。

【0024】したがって、本発明（請求項1）の内燃機関制御方法によれば、座型圧力センサにより検出した筒内圧に基づいて、吸気弁・排気弁の着座ノイズの影響を受けることなく、内燃機関の有効圧指数を精度良く算出することができ、有効圧指数に基づき内燃機関の燃焼状態を最適に制御することが可能となる。

【0025】なお、筒内圧の圧力積分値の算出方法としては、例えば、筒内圧を一定時間毎にあるいは一定クランク角毎に積算することにより圧力積分値を算出する方法を用いてもよい。また、内燃機関運転時の筒内圧は、上死点前90°CA（以下、BTDC90°CAともいう）あたりから上昇を開始し、上死点をわずかに経過したあたりで最大値となり、その後下降を開始して、上死点後90°CA（以下、ATDC90°CAともいう）あたりまで下降を続ける、という具合に変化する。また、一般に、吸気弁の閉鎖時期はBTDC90°CAよりも前であり、排気弁の開放時期はATDC90°CAよりも後である。

【0026】このことから、上記の内燃機関制御方法に

おいては、請求項2に記載のように、上死点前積分値を、クランク角が上死点前90°CAから上死点に達するまでの期間内における筒内圧を積分することにより算出し、上死点後積分値を、クランク角が上死点に達してから上死点後90°CAに達するまでの期間内における筒内圧を積分することにより算出し、上死点後圧力積分値と上死点前圧力積分値との差を有効圧指数として算出し、この有効圧指数に基づき内燃機関を制御するとよい。

10 【0027】つまり、このように上死点前積分値と上死点後積分値を算出することで、混合気の燃焼による筒内圧の変化を確実に検出することができ、かつ、吸気弁・排気弁の着座ノイズの影響を受けることなく筒内圧が検出でき、内燃機関の動力源として使われた有効圧指数を確実に算出することができるのである。

【0028】また、上死点前積分値と上死点後積分値とを算出する期間の長さがそれぞれ異なると、誤った有効圧指数を算出することになってしまう。しかし、本発明（請求項2）では、上死点前90°CAから上死点までの積分期間と、上死点から上死点後90°CAまでの積分期間は、TDCに関して対称であり、積分値を算出する期間の長さが同じであるため、有効圧指数を正確に算出することが出来る。

【0029】よって、この有効圧指数に基づき、燃焼状態が向上するように内燃機関を制御することで、最適な燃焼状態での内燃機関の運転が可能となる。したがって、本発明（請求項2）の内燃機関制御方法によれば、座型圧力センサにより検出した筒内圧に基づいて、吸気弁・排気弁の着座ノイズの影響を受けることなく、内燃機関の有効圧指数を精度良く算出することができ、有効圧指数に基づき内燃機関の燃焼状態を最適に制御することが可能となる。

【0030】一方、圧電素子は、検出した圧力に応じて電荷を出力することで筒内圧を検出する仕組みであるが、出力する電荷は微小であることから、実際に使用するにあたっては、例えば、図11に示すような増幅回路61によって出力信号を増幅している。

【0031】ここで、増幅回路61は、非反転入力端子63aが接地され、反転入力端子63bが抵抗65を介して圧電素子に接続され、出力端子63cと反転入力端子63bが、並列接続された抵抗67およびコンデンサ69により接続され、5Vの電源電圧が供給されているオペアンプ63により構成されている。そして、検出する筒内圧に応じて圧電素子が出力する電荷によって、反転入力端子63bに入力される電位が変動し、この電位の変動をオペアンプ63が増幅して出力端子63cから出力信号として出力している。これにより、圧電素子が、接続したケーブルの浮遊容量による影響を受けることがなくなり、圧電素子の出力信号を正確に検出することが可能になる。

【0032】しかしながら、圧電素子の出力信号を増幅すると、圧電素子単体としては許容範囲の誤差までもが増幅回路により増幅されてしまうため、筒内圧を正確に検出することが困難となることがある。そして、前述の測定結果を示す図3(a)からも判るとおり、同型の座型圧力センサであっても、算出した有効圧指数が異なっていることから、圧電素子の感度に個体差があると判断できる。

【0033】しかし、図3(a)に示す測定結果から、同一の座型圧力センサを用いて算出した有効圧指数の算出結果は、筒内挿通型圧力センサを用いて算出した有効圧指数の変化に対して一定の割合で変化しており、座型圧力センサの出力特性は、筒内圧に対して一定の比例関係を有していることが判る。

【0034】そして、実際に座型圧力センサがTDC前に検出する筒内圧は、座型圧力センサ間で異なっており、これは、図3(a)に示す測定結果からも判るように、座型圧力センサの感度の差から誤差が生じているためである。そして、この誤差の大きさは、各圧力センサの感度に応じて変わることから、TDC前に検出される筒内圧の変化割合の大きさから座型圧力センサの感度を知ることが出来る。

【0035】そこで、内燃機関制御方法としては、請求項3に記載のように、吸気弁が閉じてから点火時期前までに検出される筒内圧のうち異なる2時点における筒内圧の差を第1補正基準値として設定し、上死点後圧力積分値と上死点前圧力積分値の差として算出される有効圧指数を、更に第1補正基準値によって除することにより補正し、この補正された有効圧指数に基づいて内燃機関を制御するとよい。

【0036】つまり、吸気弁が閉じてから点火時期前までに検出される異なる2時点の筒内圧の差は、感度の良い圧力センサであれば大きくなり、感度の悪い圧力センサであれば小さくなる。また、感度の良い圧力センサであれば算出される有効圧指数は大きくなり、感度の悪い圧力センサであれば算出される有効圧指数は小さくなる。よって、圧力センサの感度を反映している吸気弁が閉じてから点火時期前までのうち異なる2時点の筒内圧の差によって有効圧指数を除することで、感度の個体差による筒内圧の誤差を補正することができ、有効圧指数を正確に算出することが出来るのである。

【0037】実際に、本発明(請求項3)の内燃機関制御方法における有効圧指数の算出方法で算出した有効圧指数の算出結果を、図3(b)に示す。具体的には、図3(a)に示す有効圧指数の算出に用いた座型圧力センサにおける、BTDC90°CAとBTDC20°CAとの筒内圧の差を用いて、図3(a)に示す有効圧指数を除することで補正を行い、有効圧指数を算出した。

【0038】感度補正前(図3(a))では、座型圧力センサ毎に異なる値を示していた有効圧指数が、感度補

正後(図3(b))ではほぼ同一の値を示しており、感度による誤差を補正できたことが判る。また、座型圧力センサが検出する筒内圧の誤差は、圧電素子の感度以外に、点火プラグの締め付けトルクの違いや測定時の温度の違いによっても生じてしまう。しかし、締め付けトルクや温度等による誤差も、圧電素子の感度の違いによる誤差と同様に、TDC前に検出される筒内圧の大きさとして表れることから、本発明(請求項3)方法における有効圧指数の算出方法を用いることによって、誤差が補正された有効圧指数を得ることが出来る。

【0039】よって、この有効圧指数に基づき、燃焼状態が向上するように内燃機関を制御することで、最適な燃焼状態での内燃機関の運転が可能となる。したがって、本発明(請求項3)の内燃機関制御方法によれば、圧電素子の感度、締め付けトルクおよび温度変化等の個体差により生じる筒内圧の誤差を補正して、有効圧指数をより正確に算出することができ、有効圧指数に基づき内燃機関の燃焼状態を最適に制御することが可能となる。

【0040】ところで、座型圧力センサは、点火プラグの締め付け荷重の変化を検出することにより筒内圧を検出している。そして、筒内圧による締め付け荷重の変化は、燃焼ガスが点火プラグを押さえることで発生している。そして、同時に点火プラグの主体金具のネジ部とシリンダヘッドのネジ部との間に存在する空隙に燃焼ガスが入り込むため、実際の筒内圧が低下してもネジ部の空隙に存在する燃焼ガスの流出遅れによって残圧が発生してしまう(図4参照)。この残圧の影響により、混合気の燃焼後における筒内圧の減少が緩やかになり、実際の筒内圧を正確に検出することが難しくなり、有効圧指数に誤差が生じる虞がある。

【0041】そこで、請求項4に記載の内燃機関制御方法のように、失火運転時を含む全ての運転状態における有効圧指数を算出し、失火運転時に算出される有効圧指数を第2補正基準値として設定し、通常運転時に算出される有効圧指数から、第2補正基準値を引くことで、通常運転時の補正有効圧指数を補正し、この補正された有効圧指数に基づいて内燃機関を制御するとよい。

【0042】つまり、内燃機関の失火運転時には、TDC前の圧力積分値とTDC後の圧力積分値は、理想的には同一値になるが、実際に算出される圧力積分値は、前述したような残圧の影響により、TDC後の圧力積分値の方が大きな値を示すことになる。そして、失火運転時の特定のエンジン条件下において算出される有効圧指数は、残圧により生じた筒内圧の増加分を示すこととなるため、このときの有効圧指数を記憶しておき、算出した有効圧指数から差し引くことで、残圧による誤差を補正した有効圧指数を算出することができる。

【0043】よって、この有効圧指数に基づき、燃焼状態が向上するように内燃機関を制御することで、最適な

燃焼状態での内燃機関の運転が可能となる。したがって、本発明（請求項4）の内燃機関制御方法によれば、座型圧力センサにおける残圧の影響による誤差を補正して、有効圧指数を精度良く算出することができ、有効圧指数に基づき内燃機関の燃焼状態を最適に制御することが可能となる。

【0044】一方、内燃機関は、例えば、回転数や機関負荷などの運転状態をパラメータとする計算式あるいはマップを用いて制御基準値を求め、点火時期、空燃比などを制御することで運転されている。つまり、点火時期、空燃比等を、運転状態を表す回転数や機関負荷等に基づいて設定している。そのため、回転数や機関負荷等が一定となる安定した運転状態では、同一の制御基準値が設定されて内燃機関が制御されることになる。しかし、内燃機関では、回転数や負荷が変動しない安定した運転状態においても、混合気の燃焼状態は僅かながら変化していることが知られている。このため、安定した運転状態においても、より最適な燃焼状態となるように、点火時期、空燃比等を制御することが望まれる。

【0045】そこで、内燃機関を制御する内燃機関制御方法としては、請求項5に記載のように、内燃機関の運転状態が安定しているか否かを判断し、少なくとも内燃機関の運転状態が安定している定常運転時には、有効圧指数を算出し、算出された有効圧指数に基づいて、内燃機関を制御するとよい。

【0046】なお、有効圧指数は、燃焼状態が良くなるほど大きな値を示すことから、内燃機関における混合気の燃焼状態を表す指標として用いることができる。そのため、安定した運転状態における内燃機関を、有効圧指数に基づいて制御することで、より良い燃焼状態での運転を実現することが出来る。

【0047】そして、内燃機関の定常運転時に算出した有効圧指数に基づき、点火時期を制御する内燃機関制御方法においては、請求項6に記載のように、点火時期を予め定められた点火時期変化量だけ変化させた後に算出される前記有効圧指数が、点火時期を変化させる前に算出された有効圧指数よりも大きくなる場合には、次の点火時期を前記点火時期変化量による変化方向と同じ方向に変化させ、反対に、点火時期を予め定められた点火時期変化量だけ変化させた後に算出される前記有効圧指数が、点火時期を変化させる前に算出された有効圧指数以下であるときには、次の点火時期を前記点火時期変化量による変化方向とは反対方向に変化させることにより、点火時期を制御するとよい。

【0048】なお、一般に、点火時期は、進角させた場合に混合気の燃焼状態が良好になることが知られているが、過度に進角させてしまうとノッキングが発生するなどして、燃焼状態が低下してしまう。ここで、点火時期に対する燃焼状態の変化を確認するために、点火時期を変化させたときの有効圧指数の変化を測定した。その測

定結果を図5に示す。測定は、直噴型内燃機関を用いて行い、点火時期の他に燃料噴射時期を変化させたときの有効圧指数を、3段階の空燃比（A/F）について算出した。図5では、縦軸を点火時期とし、横軸を燃料噴射時期とする座標平面上に、各空燃比における有効圧指数の分布を示すことで、測定結果を表している。なお、縦軸は、上死点を0°CAとして、点火時期の進角（上死点よりも前のクランク角）を正の値、遅角（上死点よりも後のクランク角）を負の値として表している。また、横軸は、上死点を0°CAとして、上死点よりも前のクランク角を正の値として表している。また、有効圧指数は、130～160、160～180、180～200、200～210の4段階を、それぞれ異なる模様で記載して分布を示している。

【0049】図5に示す測定結果から、同一の空燃比における有効圧指数の分布は、点火時期について、上死点（点火時期が0°CAの時）を基準として判断した場合、点火時期を進角させるに従い有効圧指数が増加していくが、過度に進角させると有効圧指数が低下することが判る。

【0050】そこで、本発明（請求項6）では、点火時期を単に進角させるのではなく、点火時期を変化させたことによる有効圧指数の変化によって燃焼状態を判断し、その判断結果に基づいて点火時期を設定することで、点火時期を最適に制御するようにしている。

【0051】例えば、点火時期を進角させた後に算出される有効圧指数が、進角させる前に算出された有効圧指数よりも大きくなる場合には、燃焼状態が良好となったことを表しており、次の点火時期を進角させることで、次の点火において更に燃焼状態が良好になる事が期待できる。反対に、点火時期を進角させた後に算出される有効圧指数が、進角させる前に算出された有効圧指数よりも小さくなる場合には、燃焼状態が不良となったことを表しており、次の点火時期を遅角させることで、次の点火における燃焼状態を良好にするのである。

【0052】このようにして、点火時期を制御することにより、安定した運転状態における燃焼状態を良好にすることができ、また、ノッキングの発生や燃焼状態が悪化することを回避することができる。なお、点火時期を遅角させるように変化させたときの有効圧指数の変化から燃焼状態を判断して内燃機関を制御するに際しては、点火時期の変化後に算出される有効圧指数が変化前の有効圧指数よりも大きくなる場合には、次の点火時期を更に遅角させることで、燃焼状態をより最適に制御することが可能になる。反対に、点火時期の変化後に算出される有効圧指数が変化前の有効圧指数よりも小さくなる場合には、次の点火時期を進角させることで、燃焼状態をより最適に制御することが可能になる。

【0053】したがって、本発明（請求項6）の内燃機

関制御方法によれば、内燃機関の運転状態が安定している定常運転時の燃焼状態が、より良好になるように点火時期を制御することができ、内燃機関の燃焼状態をより良好に制御することが可能になる。これにより、内燃機関の効率が最も良い点火時期であるMBT (Minimum Spark Advance for Best Torque) に点火時期を設定することが可能になり、最適な状態で内燃機関を運転することが可能になる。

【0054】また、図5に示す測定結果から、空燃比(A/F)が大きくなる(燃料噴射量が少なくなる)ほど、高い値を示す有効圧指数の領域が小さくなっており、空燃比が小さい(燃料噴射量が多い)ほど、良好な燃焼状態を実現し易いことが判る。しかし、燃費向上のためには、空燃比は大きく設定する方がよい。

【0055】そこで、内燃機関の定常運転時に算出した有効圧指数に基づき、空燃比またはEGR量を制御する内燃機関制御方法においては、請求項7に記載のように、燃料噴射量およびEGR量の少なくともいずれか一方を予め定められた量だけ変化させた後に、予め定められた回数だけ算出される有効圧指数の分布の広がりを表す値が、予め定められた判定値以下であるときは、燃料噴射量を減少させる制御、およびEGR量を増加させる制御の少なくともいずれか一方の制御を実行し、反対に、燃料噴射量およびEGR量の少なくともいずれか一方を予め定められた量だけ変化させた後に、予め定められた回数だけ算出される有効圧指数の分布の広がりを表す値が、予め定められた判定値よりも大きくなるときは、燃料噴射量を増加させる制御、およびEGR量を減少させる制御の少なくともいずれか一方の制御を実行することにより、空燃比またはEGR量を制御するとよい。

【0056】なお、有効圧指数の分布の広がりを表す値が小さいほど、算出された有効圧指数のばらつきが小さく、燃焼状態が安定していることを示し、反対に、この値が大きいほど、有効圧指数のばらつきが大きくなり、燃焼状態が不安定であることを示すことになる。

【0057】そこで、有効圧指数の分布の広がりを表す値が小さい時(燃焼状態が安定している時)には、空燃比を高くする(燃料噴射量を減少させる)ことで内燃機関の燃費の向上を図り、また、有効圧指数の分布の広がりを表す値が大きい時(燃焼状態が不安定である時)には、空燃比を低くする(燃料噴射量を増加させる)ことで内燃機関の燃焼状態を安定化させるとよい。

【0058】ここで、EGR量とは、排気系から吸気系に再循環させる排気ガスの量のことであり、このように排気ガスを燃焼混合気中に混合することで、最高燃焼温度を低下させて、有害物質であるNOxの発生を低減させることができるのである。しかし、その反面、EGR量が多くなると、燃焼状態が不安定になり、内燃機関のドライバビリティ(応答性や円滑性など)を低下させて

しまうため、EGR量は、内燃機関の運転状態に応じて制御する必要がある。

【0059】そこで、有効圧指数の分布の広がりを表す値が小さい時(燃焼状態が安定している時)には、EGR量を多くすることで、排出ガス中の有害物質の発生を減少させることができる。また、有効圧指数の分布の広がりを表す値が大きいとき(燃焼状態が不安定である時)には、EGR量を少なくすることで、内燃機関の燃焼状態を安定化させることができる。

【0060】そして、有害物質の発生を低減させるためにEGR量を制御するにあたっては、内燃機関のドライバビリティを低下させないよう燃焼状態を安定した状態に維持しつつ、EGR量が最大値(限界値)となるよう制御すること(EGR限界制御)が最も望ましい。

【0061】よって、有効圧指数の分布の広がりを表す値を予め定められた判定値と比較した結果に基づき、燃料噴射量およびEGR量の少なくともいずれか一方の制御を実行して、空燃比制御またはEGR限界制御することにより、内燃機関の燃焼状態を安定化させることができる。

【0062】したがって、本発明(請求項7)によれば、有効圧指数の分布の広がりを表す値に基づいて、燃焼状態を判断することで、空燃比を最適な値に制御することができるため、燃費の向上を図ることができ、また、ノッキングの発生を防ぐことができる。また、EGR量を最適な値に制御することができるため、排出ガス中の有害物質を減少させることができ、また、内燃機関の燃焼状態を安定化させることができる。

【0063】次に、燃料を燃焼室内に直接噴射して混合気を生成する直噴型内燃機関においては、点火時期、空燃比、EGR量の他に、燃料噴射時期についても、回転数や負荷などの運転状態をパラメータとする計算式あるいはマップを用いて制御基準値を求めて、制御を行っている。

【0064】そこで、直噴型内燃機関において、内燃機関の定常運転時に算出した有効圧指数に基づき、燃料噴射時期を制御する内燃機関制御方法においては、請求項8に記載のように、燃料噴射時期を予め定められた燃料噴射時期変化量だけ変化させた後に算出される有効圧指数が、燃料噴射時期を変化させる前に算出された有効圧指数よりも大きくなるときには、次の燃料噴射時期を前記燃料噴射時期変化量による方向と同じ方向に変化させ、反対に燃料噴射時期を予め定められた燃料噴射時期変化量だけ変化させた後に算出される有効圧指数が、燃料噴射時期を変化させる前に算出された有効圧指数以下であるときには、次の燃料噴射時期を前記燃料噴射時期変化量による方向と反対方向に変化させることにより、燃料噴射時期を制御するとよい。

【0065】なお、前述の図5に示す測定結果より、直噴型内燃機関では、燃料噴射時期が変化することによ

て、有効圧指数が変化することが判る。そこで、上述の請求項6において点火時期を制御した場合と同様に、燃料噴射時期を変化させたことによる有効圧指数の変化によって燃焼状態を判断し、その判断結果に基づいて燃料噴射時期を設定することで、燃料噴射時期を最適に制御することが可能になる。

【0066】例えば、燃料噴射時期を進めた後に算出される有効圧指数が、進める前に算出された有効圧指数よりも大きくなる場合には、燃焼状態が良好となったことを表しており、次回の燃料噴射時期を進めることで、更に燃焼状態が良好になる事が期待できる。反対に、燃料噴射時期を進めた後に算出される有効圧指数が、進める前に算出された有効圧指数よりも小さくなる場合には、燃焼状態が不良となったことを表しており、次回の燃料噴射時期を遅らせることで、燃焼状態が良好になるようにするのである。

【0067】このようにして、燃料噴射時期を制御することにより、安定した運転状態における燃焼状態を良好にすることができ、また、燃焼状態が悪化することを回避することができる。なお、燃料噴射時期を遅らせるように変化させたときの有効圧指数の変化から燃焼状態を判断するには、燃料噴射時期の変化後に算出される有効圧指数が変化前の有効圧指数よりも大きくなる場合には、次回の燃料噴射時期を更に遅らせることで、燃焼状態をより最適に制御することが可能になる。反対に、燃料噴射時期の変化後に算出される有効圧指数が変化前の有効圧指数よりも小さくなる場合には、次回の燃料噴射時期を進めることで、燃焼状態をより最適に制御することが可能になる。

【0068】したがって、本発明（請求項8）の内燃機関制御方法によれば、直噴型内燃機関における、内燃機関の運転状態が安定しているときの燃焼状態がより良好になるように燃料噴射時期を制御することができ、直噴型内燃機関の燃焼状態をより良好に制御することが可能になる。

【0069】

【発明の実施の形態】以下に本発明の実施例を図面と共に説明する。図1は、本発明の内燃機関制御方法が適用された内燃機関の構成を表す説明図である。

【0070】尚、制御装置（ECU）19、EGRバルブ17、クランク軸47以外の構成は、内燃機関の各気筒毎に設けられるものであるが、図1では図面を見やすくするために1気筒分のみを表している。図1に示すように、本実施例の内燃機関用点火装置は、混合気を燃焼させるための火花放電を発生するとともに、締め付け荷重の変化から燃焼室31の圧力（筒内圧）検出する圧電素子を備えた圧力センサ内蔵点火プラグ（以下、点火プラグともいう）11と、点火プラグ11に火花放電を発生させるための点火用高電圧を発生するイグナイタ13と、混合気を生成するために燃料を噴射する燃料噴射弁

（インジェクタ）15と、排気ポート35の排気ガスを吸気ポート33に循環させるためのEGRバルブ17と、外部からの指令に従い、イグナイタ13、燃料噴射弁15、EGRバルブ17に対して指令信号を出力し、内燃機関1の運転を制御するマイクロコンピュータからなる制御装置（ECU）19とを備えている。なお、本実施例の内燃機関は、直噴型内燃機関であるため、燃料噴射弁15は、燃料を燃焼室内に直接噴射するように備えられている。

【0071】また、点火プラグ11は、図13に示すような構造であり、主体金具11aの内部に圧力センサ11b（図示省略）を内蔵しており、締め付け荷重の変化を検出することで筒内圧を検出し、出力ケーブル11cから筒内圧に応じた電荷を出力している。そして、圧力センサ11bの出力電荷は微小であるため、例えば、前述した図11に示すような増幅回路61によって増幅された圧力信号が、ECU19に入力される。なお、図1では、増幅回路の図示を省略している。また、点火プラグ11は、イグナイタ13から供給される点火用高電圧を端子部11fで受電し、中心電極11eと外側電極11dとの間に火花放電を発生する。

【0072】そして、内燃機関1は、気筒（シリンダ）43の内部を往復運動するピストン41が、連接棒45を介してクランク軸47を回転させることで、内燃機関1の外部に動力を伝達している。また、内燃機関1は直噴型であるため、ピストン41が吸気行程で下降するときに、吸気弁37が開くことで燃焼室31に空気を送り込み、ピストン41が圧縮行程で上昇するときに燃料噴射弁15が燃焼室31に燃料を噴射して混合気を生成する。このときの燃料噴射時期および燃料噴射量は、ECU19にて実行される後述の制御処理によって設定される。

【0073】そして、燃焼工程では、ピストン41が上死点に達する前に点火プラグ11で火花放電を発生させ、混合気を燃焼させることで、燃焼室内の圧力（筒内圧）を上昇させてピストン41を下降させることで、内燃機関の動力を発生する。続いて、ピストン41が排気行程で上昇するときには、排気弁39が開くことで燃焼室31の内部の排気ガスを排気ポート35に排出する。そして、続いて圧縮行程が行われ、次の燃焼サイクルに移行するという処理を繰り返すことにより、内燃機関の運転が行われる。

【0074】このような内燃機関の運転は、ECU19によって制御されており、以下にECU19で行われる点火時期制御、空燃比制御（燃料噴射量制御）、EGR制御および燃料噴射時期制御について説明する。なお、制御装置19は、以下に説明する制御処理のために、別途、内燃機関の吸入空気量（吸気管圧力）、回転速度、スロットル開度、冷却水温、吸気温等、機関各部の運転状態を検出する運転状態検出処理を行っている。

【0075】まず、本実施例の点火時期制御処理について、図6に示すフローチャートに従って説明する。この点火時期制御処理は、内燃機関の運転が開始されると共に起動され、内燃機関の運転を停止するまで実行される。図6に示すように、点火時期制御処理が開始されると、まずS110（Sはステップを表す）では、別途実行される運転状態検出処理にて検出されたエンジン回転数およびスロットル開度を測定する。続く、S120では、内燃機関の運転状態が安定した状態であるか（規定条件内であるか）否かを判断しており、具体的には、S110にて測定したエンジン回転数およびスロットル開度の変動が一定範囲内に収束しているか否かを判断している。そして、S120で肯定判定されるとS140に移行し、S120で否定判定されるとS130に移行する。

【0076】S120に移行した際に、内燃機関の運転状態が変化していると、S120で否定判定され、S130に移行する。S130では、S110で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップから点火時期Tigを読み込むことで点火時期Tigを設定し、さらに、初期FLGをリセット（RESET）する。なお、初期FLGは、有効圧指数Anの比較を行うための初期値が算出されたことを表す指標である。S130の処理が行われると、S240に移行する。

【0077】そして、S240では、最後に算出された最新の点火時期Tigにて点火を行い、点火が行われるとS110に移行する。また、S120に移行した際に、内燃機関の運転状態が安定していると、S120で肯定判定され、S140に移行する。S140では、初期FLGがセット（SET）されているか否かを判断しており、肯定判定されるとS160に移行し、否定判定されるとS150に移行する。このとき、初期FLGがリセットされていると、S140で否定判定され、S150に移行する。

【0078】S150では、まず、S110で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップから点火時期Tigを読み込むことで点火時期Tigを設定する。そして、点火プラグ11の圧力センサ11bにて検出された燃焼圧信号が記憶された図示しない記憶部から、クランク角が90°CA（BTDC90°CA）から270°CA（ATDC90°CA）までの燃焼圧信号（筒内圧）を取込み、取込んだ筒内圧を用いて有効圧指数Anを算出する。

【0079】ここで、有効圧指数Anの算出には、まず、取り込んだ燃焼圧信号（筒内圧）のうち、クランク角が90°CA（BTDC90°CA）から上死点（TDC）まで移動する期間の筒内圧を、クランク角1°CA毎に積算して、上死点前圧力積分値Aを求める。同様に、取り込んだ筒内圧を用いて、クランク角が上死点

（TDC）から270°CA（ATDC90°CA）までに移動する期間の筒内圧を、クランク角1°CA毎に積算した上死点後圧力積分値Bを求める。また、クランク角が160°CA（BTDC20°CA）である時の筒内圧、および90°CA（BTDC90°CA）である時の筒内圧の差を求め、第1補正基準値Cとして設定する。

【0080】なお、筒内圧の積算間隔はクランク角1°CA毎に限ることはなく、積算間隔を短くすれば、筒内圧のデータ数をより多くすることが可能になり、より精度の高い有効圧指数Anを算出することができる。反対に、積算間隔を長くすることで、ECU19の処理負荷を低減することができるが、同時に、積算する筒内圧のデータ数が減少してしまうため、有効圧指数Anの精度が低下してしまう。このため、積算間隔としては、少なくとも有効圧指数Anの算出に必要なデータ数を収集できる程度に長く、また、ECU19の処理負荷が異常に高くない程度に短くなる範囲内に設定するとよい。

【0081】さらに、本ステップでは、このときの燃焼サイクルが燃料カット（燃料遮断）であるか否かを判断しており、燃料カットでない場合には、燃料カット時の有効圧指数の値が記憶された第2補正基準値Dの値を取り込む。そして、有効圧指数Anを、数1に記す計算式に従い、上死点後圧力積分値Bから上死点前圧力積分値Aを差し引いた値を、第1補正基準値Cで除した後、第2補正基準値Dを差し引くことで算出する。

【0082】

【数1】

$$A_n = \frac{B - A}{C} - D$$

【0083】なお、このときの燃焼サイクルが燃料遮断である場合には、数1において第2補正基準値Dを差し引くことをせず、上死点後圧力積分値Bから上死点前圧力積分値Aを差し引いた値を第1補正基準値Cで除して得られる値を有効圧指数Anとして算出するとともに、この有効圧指数Anを第2補正基準値Dに代入して記憶する。

【0084】さらに、S150では、算出した有効圧指数Anの値を、前回の有効圧指数An-1に代入し、また、点火時期Tigを予め定められた進角量Taだけ進めた値に更新し、そして、初期FLGをセット（SET）する。こうしてS150の処理が行われると、S240に移行する。

【0085】そして、S240では、最後に算出された点火時期Tigにて点火を行い、点火が行われるとS110に移行する。また、S140に移行した際に、初期FLGがセットされていると、S140で肯定判定され、S160に移行する。S160では、まず、点火プラグ11の圧力センサ11bにて検出された燃焼圧信号が記憶された図示しない記憶部から、クランク角が90°

°CA (BTDC90°CA) から270°CA (ATDC90°CA) までの燃焼圧信号 (筒内圧) を取込み、取込んだ筒内圧を用いて有効圧指数 A_n を算出する。なお、有効圧指数 A_n の算出方法は、S150の処理における算出方法と同様である。

【0086】続くS170では、最新 (n 回目) の有効圧指数 A_n が、前回 ($n-1$ 回目) の有効圧指数 A_{n-1} よりも大きいか否かを判断しており、肯定判定されるとS180に移行し、否定判定されるとS210に移行する。S170に移行した際に、最新の有効圧指数 A_n が前回の有効圧指数 A_{n-1} よりも大きい場合、S170で肯定判定され、S180に移行する。S180では、最新の有効圧指数 A_n の値を前回の有効圧指数 A_{n-1} に代入し、点火時期 T_{ig} を予め定められた進角量 T_a だけ進めた値に更新する。

【0087】続くS190では、S180で更新した点火時期 T_{ig} の値が、点火時期の進角限界値として予め定められた進角リミット点火時期 T_{La} よりも大きいか否かを判断しており、肯定判定されるとS200に移行し、否定判定されるとS240に移行する。このとき、点火時期 T_{ig} が進角リミット点火時期 T_{La} よりも大きい場合、S190で肯定判定されてS200に移行し、S200では、進角リミット点火時期 T_{La} の値を点火時期 T_{ig} に代入する。これにより、点火時期が過度に進角してしまい、内燃機関の運転状態が不安定になることを防いでいる。S200の処理が行われると、S240に移行する。

【0088】S190に移行した際に、点火時期 T_{ig} が進角リミット点火時期 T_{La} 以下である場合、S190で否定判定されてS240に移行し、S240では、最後に算出された点火時期 T_{ig} にて点火を行い、点火が行われるとS110に移行する。

【0089】また、S170に移行した際に、最新の有効圧指数 A_n が前回の有効圧指数 A_{n-1} 以下である場合、S170で否定判定され、S210に移行する。S210では、最新の有効圧指数 A_n の値を前回の有効圧指数 A_{n-1} に代入し、点火時期 T_{ig} を予め定められた遅角量 T_r だけ遅らせた値に更新する。

【0090】続くS220では、S210で更新した点火時期 T_{ig} の値が、点火時期の遅角限界値として予め定められた遅角リミット点火時期 T_{Lr} よりも小さいか否かを判断しており、肯定判定されるとS230に移行し、否定判定されるとS240に移行する。このとき、点火時期 T_{ig} が遅角リミット点火時期 T_{Lr} よりも小さい場合、S220で肯定判定され、S230に移行し、S230では、遅角リミット点火時期 T_{Lr} の値を点火時期 T_{ig} に代入する。これにより、点火時期が過度に遅角してしまい、内燃機関の運転状態が不安定になることを防いでいる。S230の処理が行われると、S240に移行する。

【0091】S220に移行した際に、点火時期 T_{ig} が遅角リミット点火時期 T_{Lr} 以上である場合、S220で否定判定され、S240に移行し、S240では、最後に算出された点火時期 T_{ig} にて点火を行い、点火が行われるとS110に移行する。

【0092】このように、本点火時期制御処理では、S240で点火を行うと、S110に移行し、上述の処理を繰り返して実行することで、有効圧指数 A_n に基づいて点火時期 T_{ig} を更新して、点火時期 T_{ig} を制御している。以上説明したように、本点火時期制御処理では、運転状態が変化しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて点火時期 T_{ig} を制御している。そして、運転状態が安定しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて設定された点火時期 T_{ig} を初期値として、点火時期 T_{ig} を変化させたことによる有効圧指数 A_n の変動に基づいて、内燃機関の燃焼状態を判断し、点火時期 T_{ig} を制御している。

【0093】つまり、S150にて点火時期 T_{ig} を進角させた後に、S160で算出される有効圧指数 A_n が、進角させる前に算出された有効圧指数 A_{n-1} よりも大きくなる場合 (S170で肯定判定される場合) には、燃焼状態が良好となったと判断できる。このため、続くS180にて次回の点火時期 T_{ig} を更に進角させることで、次回の点火における燃焼状態を更に良好になるようにしている。

【0094】反対に、S150にて点火時期 T_{ig} を進角させた後に、S160で算出される有効圧指数 A_n が、進角させる前に算出された有効圧指数 A_{n-1} 以下になる場合 (S170で否定判定される場合) には、燃焼状態が不良となったと判断できる。このため、続くS210にて次回の点火時期 T_{ig} を遅角させることで、次回の点火において燃焼状態が良好になるようにしている。

【0095】そして、内燃機関の運転状態が安定している状態が続く間、S110、S120、S140、S160からS240の各ステップが繰り返して実行されて、点火時期 T_{ig} が有効圧指数 A_n に基づいて最適な値に制御される。これにより、内燃機関の効率が最も良い点火時期であるMBT (Minimum Spark Advance for Best Torque) に点火時期を設定して、内燃機関を運転することが可能になる。

【0096】なお、本実施例では、進角量 T_a および遅角量 T_r は、予め設定された固定値としているが、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。また、遅角量 T_r を進角量 T_a よりも大きい値に設定することで、不安定な燃焼状態からの回避を迅速に行うことが可能になる。また、進角リミット点火時期 T_{La} および遅角リミット点火時期 T_{Lr} についても、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。

21

【0097】また、数1において第2補正基準値Dを差し引くことをせず有効圧指数Anを算出し、この有効圧指数Anを第2補正基準値Dに代入して記憶する処理は、燃料カット（燃料遮断）時に限ることはなく、失火運転時において筒内圧の残圧が検出可能な特定のエンジン条件下となる時に行うようにしてもよい。

【0098】次に、本実施例の空燃比制御処理について、図7に示すフローチャートに従って説明する。この空燃比制御処理は、内燃機関の運転が開始されると共に起動され、内燃機関の運転を停止するまで実行される。また、空燃比は混合気を形成する燃料と空気との比率を表していることから、本実施例の内燃機関では、空燃比制御は燃料噴射量を制御することで行っている。

【0099】図7に示すように、空燃比制御処理が開始されると、まずS310（Sはステップを表す）では、別途実行される運転状態検出処理にて検出されたエンジン回転数およびスロットル開度を測定する。続く、S320では、内燃機関の運転状態が安定した状態であるか（規定条件内であるか）否かを判断しており、具体的には、S310にて測定したエンジン回転数およびスロットル開度の変動が一定範囲内に収束しているか否かを判断している。そして、S320で肯定判定されるとS340に移行し、S320で否定判定されるとS330に移行する。

【0100】S320に移行した際に、内燃機関の運転状態が変化していると、S320で否定判定され、S330に移行する。S330では、S310で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップから燃料噴射量Finを読み込むことで燃料噴射量Finを設定し、さらに、初期FLGをリセット（RESET）し、初期S算出カウンタSPCNTをクリアする。なお、初期FLGは、有効圧指数Anの比較を行うための初期値が算出されたことを表す指標であり、初期S算出カウンタSPCNTは、有効圧指数Anの標準偏差および平均を算出するための、データ数をカウントするためのカウンタである。S330の処理が行われると、S460に移行する。

【0101】そして、S460では、最後に算出された最新の燃料噴射量Finにて燃料噴射を行い、燃料噴射が行われるとS310に移行する。また、S320に移行した際に、内燃機関の運転状態が安定していると、S320で肯定判定され、S340に移行する。S340では、初期FLGがセット（SET）されているか否かを判断しており、肯定判定されるとS380に移行し、否定判定されるとS350に移行する。このとき、初期FLGがリセットされていると、S340で否定判定され、S350に移行する。

【0102】S350では、まず、S310で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップから燃料噴射量Finを読み込むこと

22

で燃料噴射量Finを設定する。そして、点火プラグ11の圧力センサ11bにて検出された燃焼圧信号が記憶された図示しない記憶部から、クランク角が90°CA（BTDC90°CA）から270°CA（ATDC90°CA）までの燃焼圧信号（筒内圧）を取込み、取込んだ筒内圧を用いて有効圧指数Anを算出する。なお、有効圧指数Anの算出方法は、前述の点火時期制御処理のS150での処理における算出方法と同様である。

【0103】そして、本空燃比制御処理が実行される間に算出された、最新の初期S算出回数N個の有効圧指数Anにおける標準偏差および平均を算出し、標準偏差を平均で除することによって得られる値を偏差/平均Sに設定する。このとき、標準偏差の算出には数2の計算式を用い、平均の算出には数3の計算式を用いる。

【0104】

【数2】

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (A_n)^2 - n \overline{A_n}^2}{n}}$$

【0105】

【数3】

$$\overline{A_n} = \frac{\sum A_n}{n}$$

【0106】なお、有効圧指数Anの個数が、初期S算出回数Nに満たない場合には、標準偏差および平均の算出は行わない。さらに、S350では、初期S算出カウンタSPCNTを1加算（インクリメント）して、初期S算出カウンタSPCNTを更新する。

【0107】続くS360では、初期S算出カウンタSPCNTが、初期S算出回数N以上であるか否かを判断しており、肯定判定されるとS370に移行し、否定判定されるとS460に移行する。このとき、初期S算出カウンタSPCNTが、初期S算出回数Nよりも小さい場合、S360で否定判定され、S460に移行する。そして、S460では、最後に算出された燃料噴射量Finにて燃料噴射を行い、燃料噴射が行われるとS310に移行する。

【0108】また、S360に移行した際に、初期S算出カウンタSPCNTが、初期S算出回数N以上である場合、S360で肯定判定され、S370に移行する。そして、S370では、初期FLGをセットする。S370の処理が行われるか、あるいは、S340にて肯定判定されると、S380に移行し、S380では、まず、点火プラグ11の圧力センサ11bにて検出された燃焼圧信号が記憶された図示しない記憶部から、クランク角が90°CA（BTDC90°CA）から270°CA（ATDC90°CA）までの燃焼圧信号（筒内圧）を取込み、取込んだ筒内圧を用いてS350での処理と同様の計算方法で有効圧指数Anを算出する。そして、S350で算出した場合と同様に、本空燃比制御処

理が実行される間に算出された、最新の初期S算出回数N個の有効圧指数 A_n における標準偏差および平均を算出し、標準偏差を平均で除することによって得られる値を偏差/平均Sに設定する。

【0109】続くS390では、S380で算出した偏差/平均Sが、空燃比の希薄限界として予め設定されたリーンリミット判定値LL以下であるか否かを判定しており、肯定判定されるとS400に移行し、否定判定されるとS430に移行する。このとき、偏差/平均Sがリーンリミット判定値LL以下である場合、S390で肯定判定され、S400に移行する。S400では、燃料噴射量 F_{in} を予め定められた燃料減量量 F_a だけ減量した値に更新する。

【0110】続くS410では、S400で更新した燃料噴射量 F_{in} の値が、燃料噴射量の希薄限界値として予め定められた噴射燃料減量リミット FL_a よりも小さいか否かを判断しており、肯定判定されるとS420に移行し、否定判定されるとS460に移行する。このとき、燃料噴射量 F_{in} が噴射燃料減量リミット FL_a よりも小さい場合、S410で肯定判定されてS420に移行し、S420では、噴射燃料減量リミット FL_a の値を燃料噴射量 F_{in} に代入する。これにより、燃料噴射量が過度に減量されてしまい、内燃機関の運転状態が不安定になることを防いでいる。S420の処理が行われると、S460に移行する。

【0111】また、S410に移行した際に、燃料噴射量 F_{in} が噴射燃料減量リミット FL_a 以上である場合、S410で否定判定されてS460に移行し、S460では、最後に算出された燃料噴射量 F_{in} にて燃料噴射を行い、燃料噴射が行われるとS310に移行する。

【0112】また、S390に移行した際に、偏差/平均Sがリーンリミット判定値LLよりも大きい場合、S390で否定判定され、S430に移行する。S430では、燃料噴射量 F_{in} を予め定められた燃料増量量 F_b だけ増量した値に更新する。

【0113】続くS440では、S430で更新した燃料噴射量 F_{in} の値が、燃料噴射量の増量限界値として予め定められた噴射燃料増量リミット FL_b よりも大きいのか否かを判断しており、肯定判定されるとS450に移行し、否定判定されるとS460に移行する。このとき、燃料噴射量 F_{in} が噴射燃料増量リミット FL_b よりも大きい場合、S440で肯定判定されてS450に移行し、S450では、噴射燃料増量リミット FL_b の値を燃料噴射量 F_{in} に代入する。これにより、燃料噴射量が過度に増量されてしまい、内燃機関の運転状態が不安定になることを防いでいる。S450の処理が行われると、S460に移行する。

【0114】また、S440に移行した際に、燃料噴射量 F_{in} が噴射燃料増量リミット FL_b 以下である場

合、S440で否定判定されてS460に移行し、S460では、最後に算出された燃料噴射量 F_{in} にて燃料噴射を行い、燃料噴射が行われるとS310に移行する。

【0115】このように、本空燃比制御処理では、S460で燃料噴射を行うと、S310に移行し、上述の処理を繰り返し実行することで、有効圧指数 A_n の標準偏差および平均から算出される偏差/平均Sの値に基づいて燃料噴射量 F_{in} を更新して、燃料噴射量 F_{in} を制御している。

【0116】なお、有効圧指数 A_n の標準偏差は、算出した有効圧指数 A_n の分布の広がりを表す尺度であり、この値が小さいほど、算出した有効圧指数 A_n のばらつきが小さく、燃焼状態が安定していることを示し、反対に、この値が大きいほど、算出した有効圧指数 A_n のばらつきが大きく、燃焼状態が不安定であることを示すことになる。

【0117】また、有効圧指数 A_n の標準偏差を有効圧指数 A_n の平均で除することによって正規化した偏差/平均Sと判定値とを比較して内燃機関の燃焼状態を判定することで、運転状態に応じて判定値を更新する必要がなくなり、判定値として定数の値を用いることができる。

【0118】以上説明したように、本空燃比制御処理では、運転状態が変化しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて燃料噴射量 F_{in} を制御している。そして、運転状態が安定しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて設定された燃料噴射量 F_{in} を初期値として、燃料噴射量 F_{in} を変化させたことによる有効圧指数 A_n の標準偏差の値に基づいて、内燃機関の燃焼状態を判断し、燃料噴射量 F_{in} を制御している。

【0119】つまり、S380にて算出された偏差/平均Sがリーンリミット判定値LL以下であるとき（S390で肯定判定される時）には、燃焼状態が安定していると判断できる。このため、続くS400で次の燃料噴射量 F_{in} を減量させる（空燃比を高くする）ことで、内燃機関の燃費の向上を図るようにしている。

【0120】また、S380にて算出された偏差/平均Sがリーンリミット判定値LLよりも大きいとき（S390で否定判定される時）には、燃焼状態が不安定であると判断できる。このため、続くS430で次の燃料噴射量 F_{in} を増量させる（空燃比を低くする）ことで、内燃機関の燃焼状態を安定化させている。

【0121】そして、内燃機関の運転状態が安定している状態が続く間、S310、S320、S340、S380からS460までの各ステップが繰り返し実行されて、燃料噴射量 F_{in} が有効圧指数 A_n の標準偏差に基づいて最適な値に制御される。これにより、最も薄い混合気となる空燃比（リーンリミット）での内燃機関の運転が可能になる。

【0122】なお、有効圧指数 A_n の平均の算出には、数4の計算式を用いてもよい。

【0123】

【数4】

$$\overline{A_n} = \frac{(n-1) \times \overline{A_{n-1}} + A_n}{n}$$

【0124】平均値を算出する際に、数3の計算式での算出には、 n 個分のデータ（有効圧指数 A_n ）を記憶しておく必要があるが、数4の計算式では、前回までの平均値と有効圧指数 A_n の2個のデータで平均を算出することが出来るため、メモリ容量の節約が可能になる。

【0125】なお、本実施例では、燃料減重量 F_a および燃料増重量 F_b は、予め設定された固定値としているが、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。また、燃料増重量 F_b を燃料減重量 F_a よりも大きい値に設定することで、不安定な燃焼状態からの回避を迅速に行うことが可能になる。また、噴射燃料減重量リミット FL_a および噴射燃料増重量リミット FL_b についても、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。

【0126】次に、本実施例のEGR量制御処理について、図8に示すフローチャートに従って説明する。このEGR量制御処理は、内燃機関の運転が開始されると共に起動され、内燃機関の運転を停止するまで実行される。また、EGR量制御処理は、空燃比制御処理と基本的な制御処理の流れは同様であることから、処理内容が同一のステップについては同一ステップ番号を付してフローチャートを表し、空燃比制御処理と異なる部分を中心に、EGR量制御処理について以下に説明する。

【0127】まず、空燃比制御処理において燃料噴射量 F_{in} を読み込んでいたS330、S350に対応する、EGR量制御処理のS530、S550では、S310で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップからEGR量 E_{gr} を読み込むことでEGR量 E_{gr} を設定している。また、S530の処理が行われると、S660に移行する。

【0128】そして、S390に対応するS590では、S380で算出した偏差/平均 S が、EGR量増重量限界として予め設定されたEGR量リミット判定値 EL 以下であるか否かを判定しており、肯定判定されるとS600に移行し、否定判定されるとS630に移行する。なお、空燃比制御処理におけるS400からS460が、EGR量制御処理におけるS600からS660に対応する。

【0129】S590に移行したとき、偏差/平均 S がEGR量リミット判定値 EL 以下である場合、S590で肯定判定され、S600に移行する。S600では、EGR量 E_{gr} を予め定められたEGR増重量 E_a だけ増量した値に更新する。続くS610では、S600で更新したEGR量 E_{gr} の値が、EGR量 E_{gr} の増量

限界値として予め定められたEGR量増重量リミット EL_a よりも大きいかな否かを判断しており、肯定判定されるとS620に移行し、否定判定されるとS660に移行する。このとき、EGR量 E_{gr} がEGR量増重量リミット EL_a より大きい場合、S610で肯定判定され、S620に移行し、S620では、EGR量増重量リミット EL_a の値をEGR量 E_{gr} に代入する。S620の処理が行われると、S660に移行する。

【0130】また、S610に移行した際に、EGR量 E_{gr} がEGR量増重量リミット EL_a 以下である場合、S610で否定判定され、S660に移行し、S660では、最後に算出されたEGR量 E_{gr} にてEGR制御動作を行い、EGR制御動作が行われるとS310に移行する。

【0131】また、S590に移行したとき、偏差/平均 S がEGR量リミット判定値 EL よりも大きい場合、S590で否定判定され、S630に移行する。S630では、EGR量 E_{gr} を予め定められたEGR減重量 E_b だけ減量した値に更新する。

【0132】続くS640では、S630で更新したEGR量 E_{gr} の値が、EGR量 E_{gr} の減重量限界として予め定められたEGR量減重量リミット EL_b よりも小さいかな否かを判断しており、肯定判定されるとS650に移行し、否定判定されるとS660に移行する。このとき、EGR量 E_{gr} がEGR量減重量リミット EL_b より小さい場合、S640で肯定判定され、S650に移行し、S650では、EGR量減重量リミット EL_b の値をEGR量 E_{gr} に代入する。S650の処理が行われると、S660に移行する。

【0133】また、S640に移行した際に、EGR量 E_{gr} がEGR量減重量リミット EL_b 以上である場合、S640で否定判定され、S660に移行し、S660では、最後に算出されたEGR量 E_{gr} にてEGR制御動作を行い、EGR制御動作が行われるとS310に移行する。

【0134】このように、本EGR量制御処理では、S660でEGR制御動作を行うと、S310に移行し、上述の処理を繰り返し実行することで、有効圧指数 A_n の標準偏差および平均から算出される偏差/平均 S の値に基づいてEGR量 E_{gr} を更新して、EGR量 E_{gr} を制御している。

【0135】以上説明したように、本EGR量制御処理では、運転状態が変化しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいてEGR量 E_{gr} を制御している。そして、運転状態が安定しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて設定されたEGR量 E_{gr} を初期値として、EGR量 E_{gr} を変化させたことによる有効圧指数 A_n の標準偏差の値に基づいて、内燃機関の燃焼状態を判断し、EGR量 E_{gr} を制御している。

【0136】つまり、S380にて算出された偏差／平均SがEGR量リミット判定値EL以下であるとき（S590で肯定判定される時）には、燃焼状態が安定していると判断できる。このため、続くS600で次のEGR量Egrを増量させることで、排出ガス中の有害物質を更に減少させるようにしている。

【0137】また、S380にて算出された偏差／平均SがEGR量リミット判定値ELよりも大きいとき（S590で否定判定される時）には、燃焼状態が不安定であることを表しており、S630で次のEGR量Egrを減量させることで、内燃機関の燃料状態を安定化させている。

【0138】そして、内燃機関の運転状態が安定している状態が続く間、S310、S320、S340、S380、S590からS660までの各ステップが繰り返し実行されて、EGR量Egrが有効圧指数Anの標準偏差に基づいて最適な値に制御される。これにより、燃焼状態を低下させることなく、有害物質の発生を抑えた状態での内燃機関の運転が可能になる。

【0139】なお、本実施例では、EGR増量量EaおよびEGR減量量Ebは、予め設定された固定値としているが、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。また、EGR量増量リミットELaおよびEGR量減量リミットELbについても、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。

【0140】次に、本実施例の燃料噴射時期制御処理について、図9に示すフローチャートに従って説明する。この燃料噴射時期制御処理は、内燃機関の運転が開始されると共に起動され、内燃機関の運転を停止するまで実行される。また、燃料噴射時期制御処理は、点火時期制御処理と基本的な制御処理の流れ方法は同様であることから、処理内容が同一のステップについては同一ステップ番号を付してフローチャートを表し、点火時期制御処理と異なる部分を中心に、燃料噴射時期制御について以下に説明する。

【0141】まず、点火時期制御処理において点火時期Tigを読み込んでいたS130、S150に対応する、燃料噴射時期制御処理のS730、S750では、S110で測定されたエンジン回転数およびスロットル開度に基づいて、予め設定されたマップから燃料噴射時期Tinを読み込むことで燃料噴射時期Tinを設定している。そして、S750では、燃料噴射時期Tinを予め定められた進角量Tiaだけ進めた値に更新する。

【0142】また、点火時期制御におけるS180からS240が、燃料噴射時期制御におけるS780からS840に対応しており、S170に移行した際に、最新の有効圧指数Anが前回の有効圧指数An-1よりも大きい場合、S170で肯定判定され、S780に移行する。S780では、最新の有効圧指数Anの値を前回の有効圧指数An-1に代入し、燃料噴射時期Tinを予め

定められた進角量Tiaだけ進めた値に更新する。

【0143】続くS790では、S780で更新した燃料噴射時期Tinの値が、燃料噴射時期の進角限界値として予め定められた噴射時期進角リミットTLiaよりも大きいかなかを判断しており、肯定判定されるとS800に移行し、否定判定されるとS840に移行する。このとき、燃料噴射時期Tinが噴射時期進角リミットTLiaよりも大きい場合、S790で肯定判定され、S800に移行し、S800では、噴射時期進角リミットTLiaの値を燃料噴射時期Tinに代入する。S800の処理が行われると、S840に移行する。

【0144】そして、S790に移行した際に、燃料噴射時期Tinが噴射時期進角リミットTLia以下である場合、S790で否定判定されてS840に移行し、S840では、最後に算出された燃料噴射時期Tinにて燃料噴射を行い、燃料噴射点火が行われるとS110に移行する。

【0145】また、S170に移行した際に、最新の有効圧指数Anが前回の有効圧指数An-1以下である場合、S170で否定判定され、S810に移行する。S810では、最新の有効圧指数Anの値を前回の有効圧指数An-1に代入し、燃料噴射時期Tinを予め定められた遅角量Tirだけ遅らせた値に更新する。

【0146】続くS820では、S810で更新した燃料噴射時期Tinの値が、燃料噴射時期の遅角限界値として予め定められた噴射時期遅角リミットTLirよりも小さいかなかを判断しており、肯定判定されるとS830に移行し、否定判定されるとS840に移行する。このとき、燃料噴射時期Tinが噴射時期遅角リミットTLirよりも小さい場合、S820で肯定判定されてS830に移行し、S830では、噴射時期遅角リミットTLirの値を燃料噴射時期Tinに代入する。S830の処理が行われると、S840に移行する。

【0147】そして、S820に移行した際に、燃料噴射時期Tinが噴射時期遅角リミットTLir以上である場合、S820で否定判定されてS840に移行し、S840では、最後に算出された燃料噴射時期Tinにて燃料噴射を行い、燃料噴射が行われるとS110に移行する。

【0148】このように、本燃料噴射時期制御処理では、S840で点火を行うと、S110に移行し、上述の処理を繰り返し実行することで、有効圧指数Anに基づいて燃料噴射時期Tinを更新して、燃料噴射時期Tinを制御している。以上説明したように、本燃料噴射時期制御処理では、運転状態が変化しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて燃料噴射時期Tinを制御している。そして、運転状態が安定しているときには、エンジン回転数およびスロットル開度に基づいて設定された燃料噴射時期Tinを初期値として、燃料噴射時期Tinを変化させたことによる有効

圧指数 A_n の変動に基づいて、内燃機関の燃焼状態を判断し、燃料噴射時期 T_{in} を制御している。

【0149】つまり、S750にて燃料噴射時期 T_{in} を進めた後に、S160で算出される有効圧指数 A_n が、進める前に算出された有効圧指数 A_{n-1} よりも大きくなる場合（S170で肯定判定される場合）には、燃焼状態が良好となったと判断できる。このため、続くS780にて次回の燃料噴射時期 T_{in} を進めることで、次回の燃焼における燃焼状態が更に良好になるようにしている。

【0150】反対に、S750にて燃料噴射時期 T_{in} を進めた後に、S160で算出される有効圧指数 A_n が、進める前に算出された有効圧指数 A_{n-1} 以下になる場合（S170で否定判定される場合）には、燃焼状態が不良となったと判断できる。このため、続くS810にて次回の燃料噴射時期 T_{in} を遅らせることで、次回の燃焼において燃焼状態が良好になるようにしている。

【0151】そして、内燃機関の運転状態が安定している状態が続く間、S110、S120、S140、S160、S170、S780からS840の各ステップが繰り返し実行されて、燃料噴射時期 T_{in} が有効圧指数 A_n に基づいて最適な値に制御される。これにより、燃料噴射時期を、内燃機関の効率が最も良い燃料噴射時期に設定して、内燃機関を運転することが可能になる。

【0152】なお、本実施例では、進角量 T_{ia} および遅角量 T_{ir} は、予め設定された固定値としているが、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。また、噴射時期進角リミット TL_{ia} および噴射時期遅角リミット TL_{ir} についても、例えば、運転状態に応じて設定される可変値としてもよい。

【0153】以上説明したように、本実施例の内燃機関では、有効圧指数の算出に用いる筒内圧を、圧力センサ内蔵型点火プラグによって検出しているが、上死点前90°CAから上死点后90°CAまでの期間における筒内圧を用いているため、吸気弁・排気弁の着座ノイズの影響を受けることなく、有効圧指数を正確に算出することができる。そして、圧力センサ内蔵型点火プラグにおける、感度、締め付けトルクおよび温度などの個体差によって生じる筒内圧の誤差を補正して有効圧指数を算出している。さらに、圧力センサ内蔵型点火プラグが検出する筒内圧における残圧の影響による誤差を補正して有効圧指数を算出している。これらのことから、本実施例の内燃機関では、精度良く有効圧指数を算出することができる。

【0154】よって、本実施例の内燃機関は、このように精度良く算出された有効圧指数に基づいて、点火時期、空燃比（燃料噴射量）、EGR量および燃料噴射時期を制御しており、内燃機関の燃焼状態を最適に制御することが可能になる。これにより、燃焼効率を向上させることができ、燃費の向上や有害物質の低減などを図る

こともできる。

【0155】以上、本発明の実施例について説明したが、本発明は、上記実施例に限定されるものではなく、種々の態様を採ることができる。本実施例では、有効圧指数を算出するための筒内圧積分値を、クランク角1°CA毎に積算することで算出しているが、例えば、圧電素子の出力した電荷をコンデンサに蓄積し、蓄積された電荷の容量によって筒内圧積分値を算出する方法を用いてもよい。

10 【0156】また、筒内圧を検出する圧力センサとしては、点火プラグとは別体に備えられ、点火プラグと内燃機関本体との間にガスケットと共に挟持されることで、締め付け荷重の変化を検出する形式のものを用いてもよい。さらに、本実施例は、直噴型内燃機関であるが、吸気管内に燃料を噴射する方式の内燃機関において、本発明の制御方法を用いることにより、点火時期、空燃比、EGR量を制御することも可能である。

【図面の簡単な説明】

20 【図1】 実施例の内燃機関の構成を表す説明図である。

【図2】 座型圧力センサにより検出した筒内圧の波形を示す説明図である。

【図3】 座型圧力センサを用いて算出した感度補正前および感度補正後の有効圧指数を示すグラフである。

【図4】 座型圧力センサおよび筒内挿通型圧力センサにより検出した筒内圧の波形を示す説明図である。

【図5】 有効圧指数を測定した結果を表す説明図である。

30 【図6】 制御装置による点火時期制御処理を表すフローチャートである。

【図7】 制御装置による空燃比制御処理を表すフローチャートである。

【図8】 制御装置によるEGR量制御処理を表すフローチャートである。

【図9】 制御装置による燃料噴射時期制御処理を表すフローチャートである。

【図10】 温度変化および点火プラグの締め付けトルクの変化に対する圧電素子の出力特性を示すグラフである。

40 【図11】 増幅回路の構成を表す説明図である。

【図12】 座型圧力センサを用いて算出した有効圧指数と、筒内挿通型圧力センサを用いて算出した図示平均有効圧力との関係を示すグラフである。

【図13】 圧力センサ内蔵プラグの構成を示す説明図である。

【符号の説明】

1…内燃機関、11…点火プラグ、11a…主体金具、11b…圧力センサ、11c…出力ケーブル、11d…外側電極、11e…中心電極、11f…端子部、13…イグナイタ、15…燃料噴射弁、17…EGRバルブ、

(17)

特開2001-152952

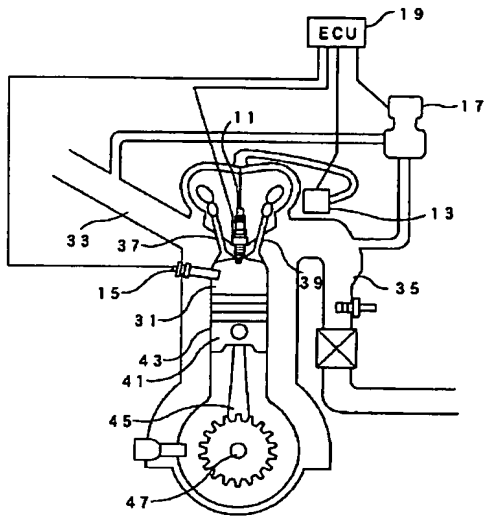
31

32

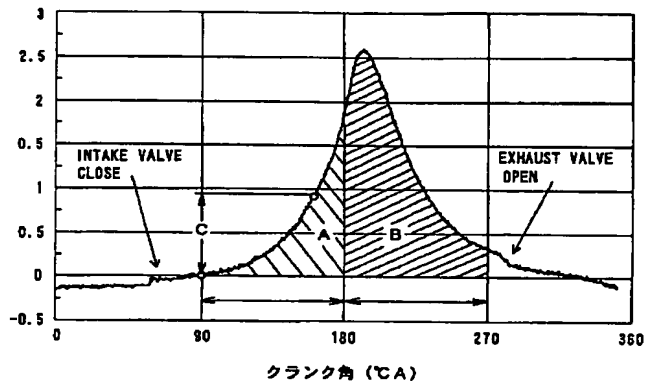
19...制御装置 (ECU)、31...燃焼室、61...増幅

回路、63...オペアンプ。

【図1】

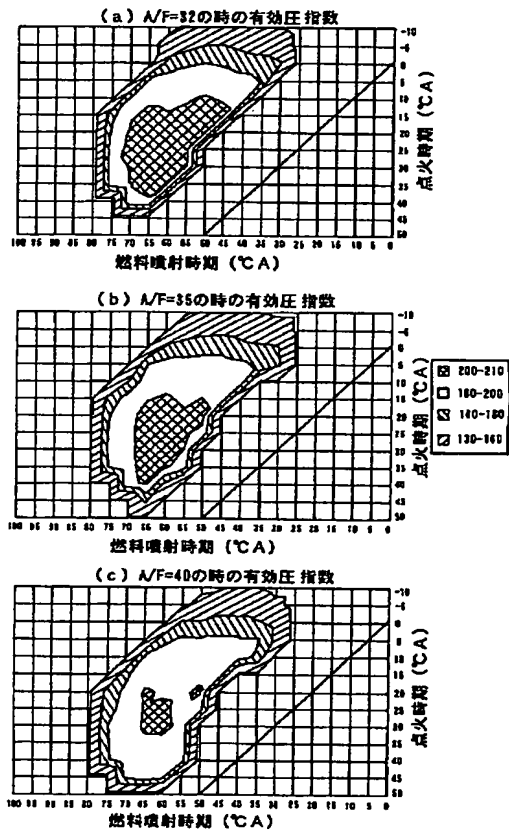
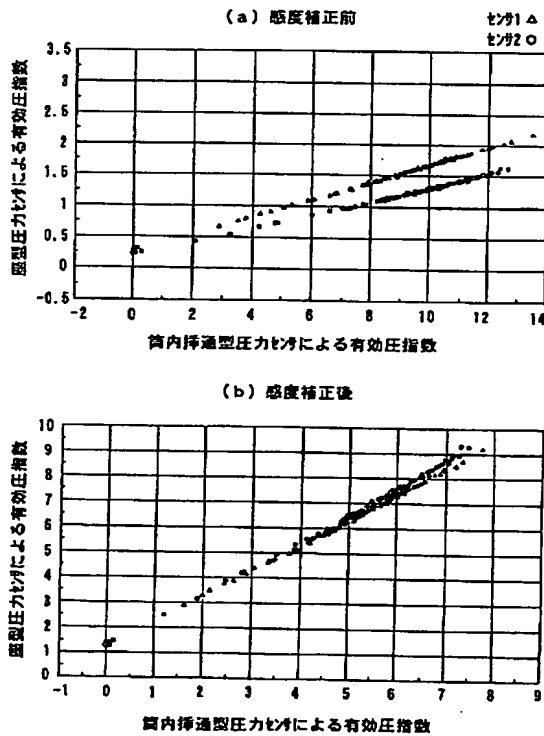


【図2】

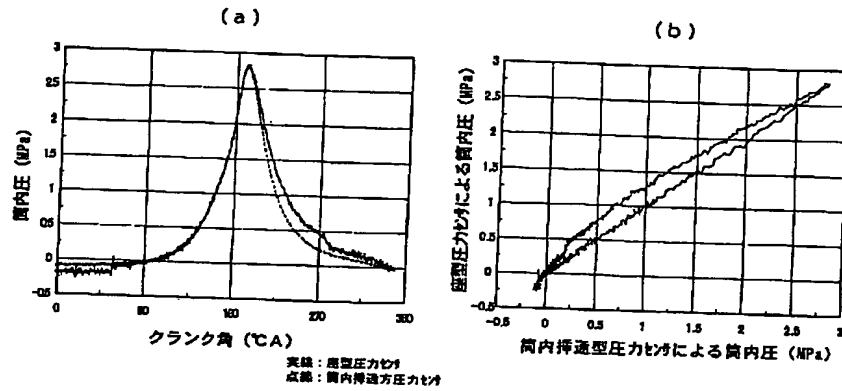


【図5】

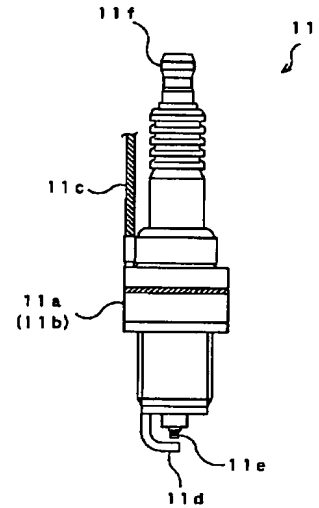
【図3】



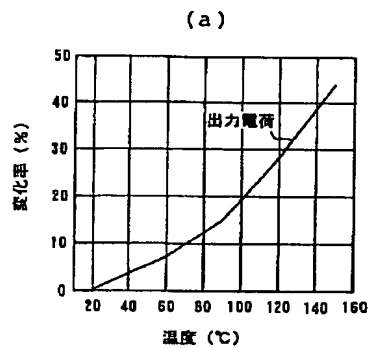
【図4】



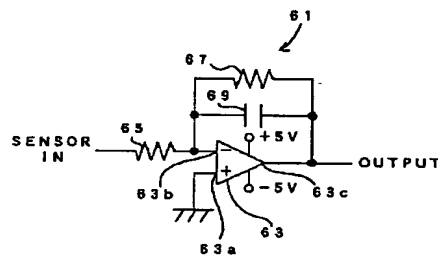
【図13】



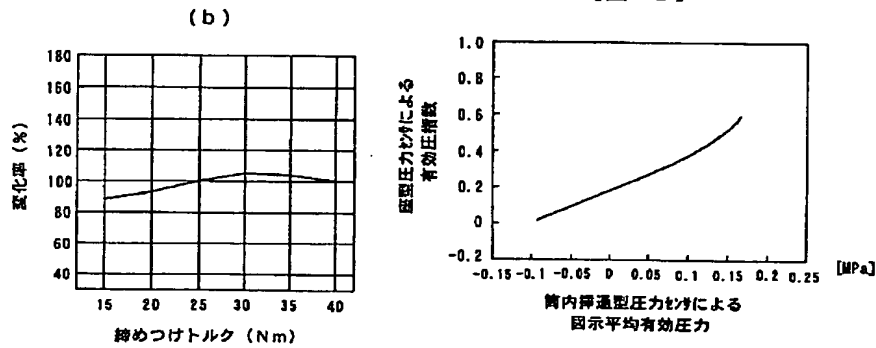
【図10】



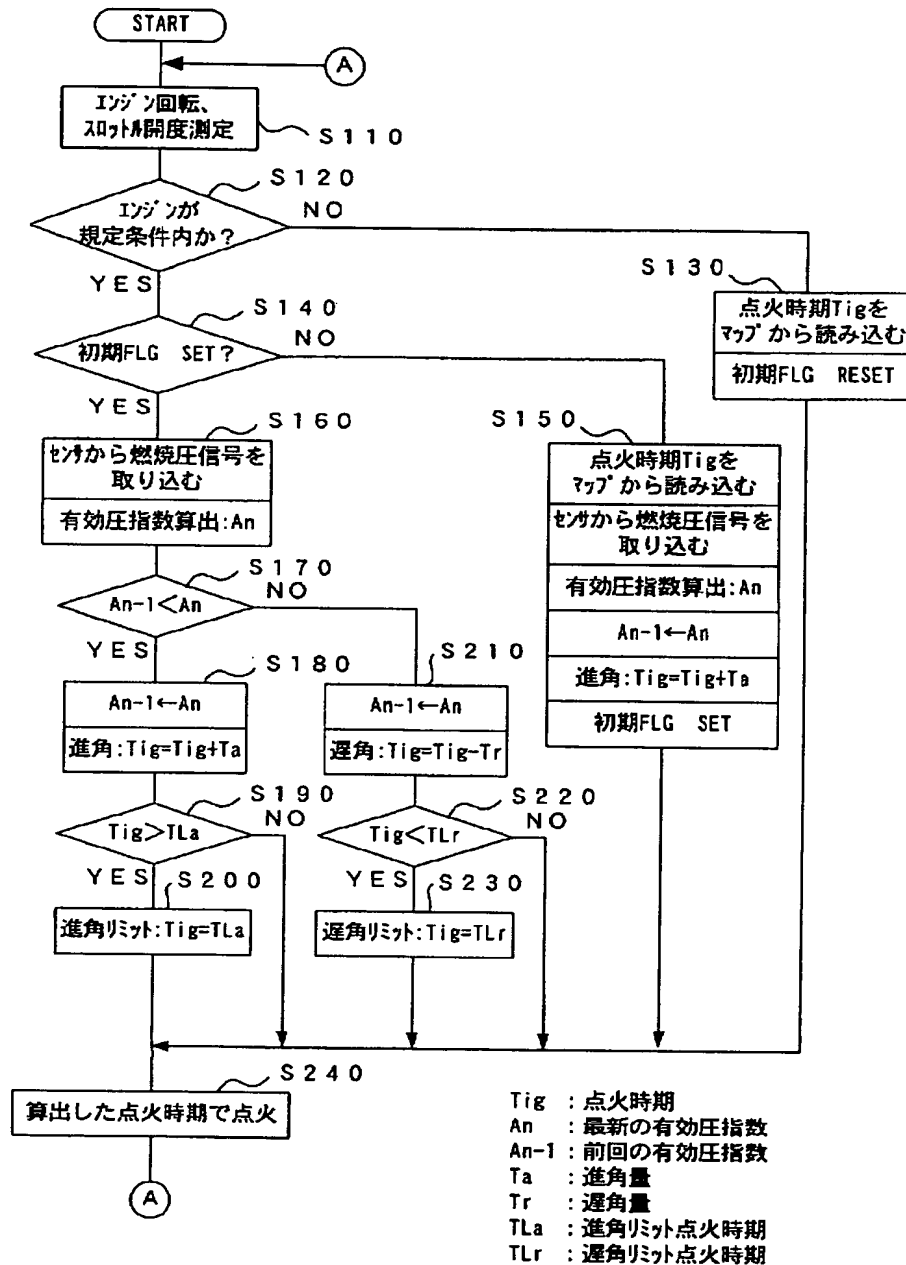
【図11】



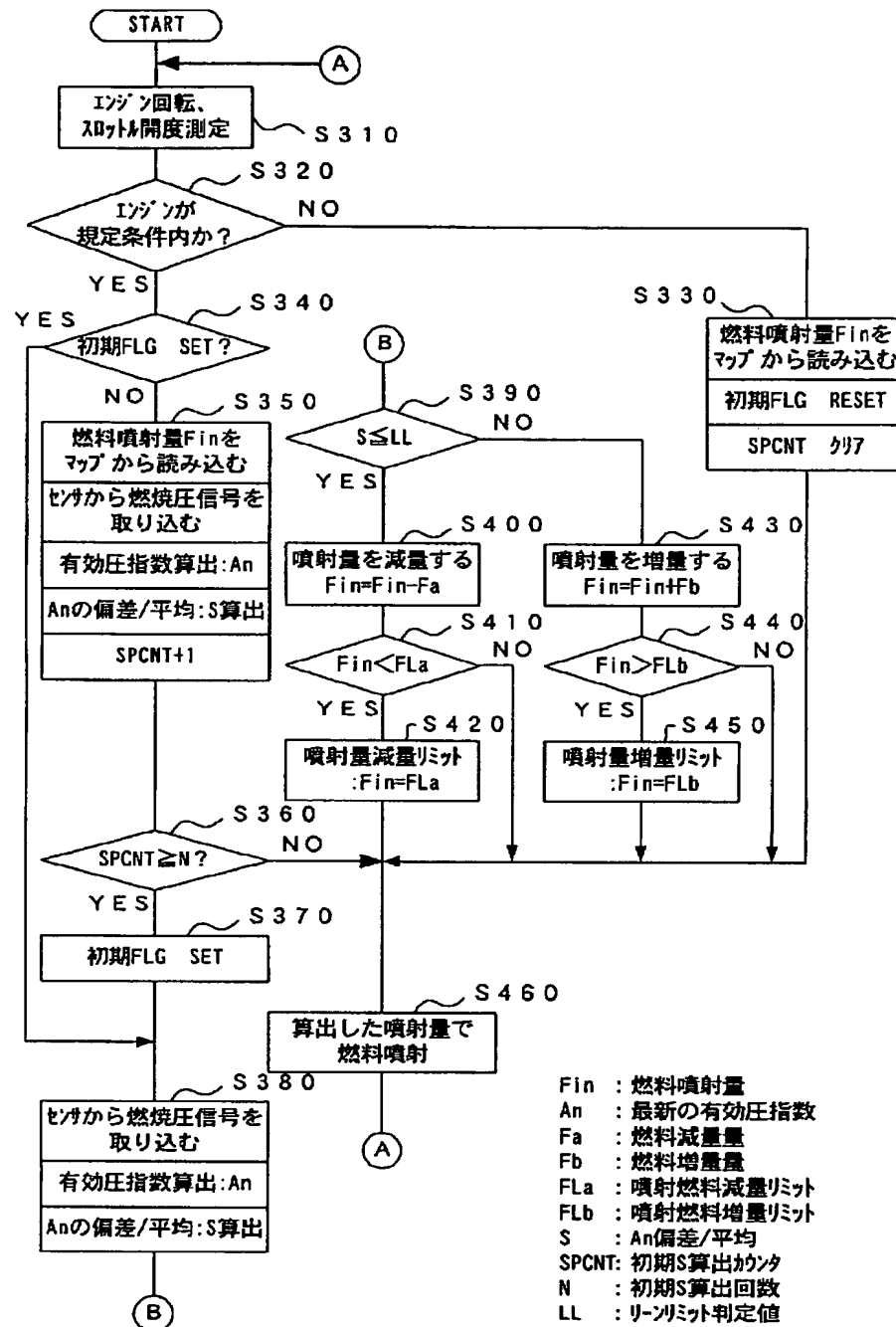
【図12】



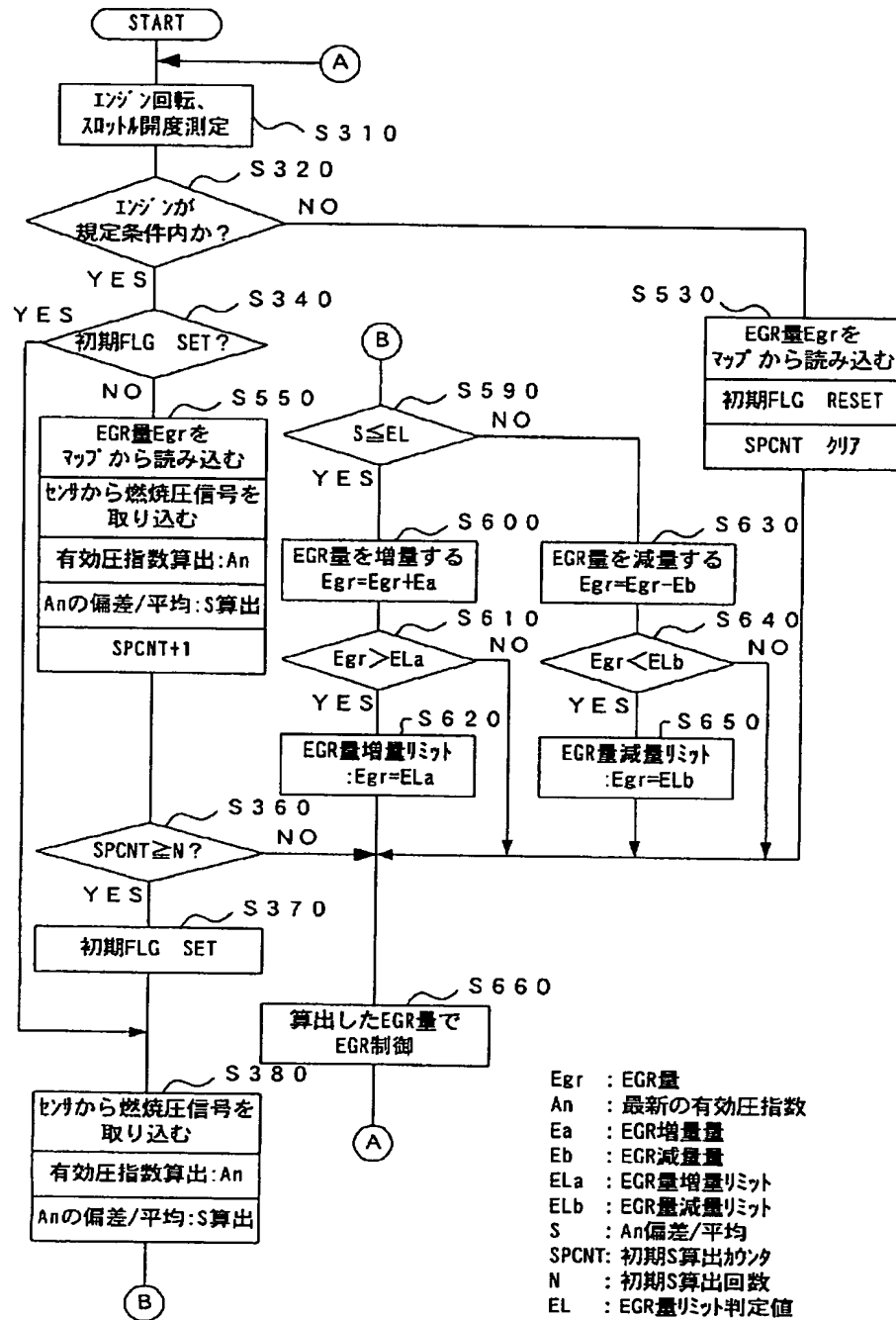
【図6】



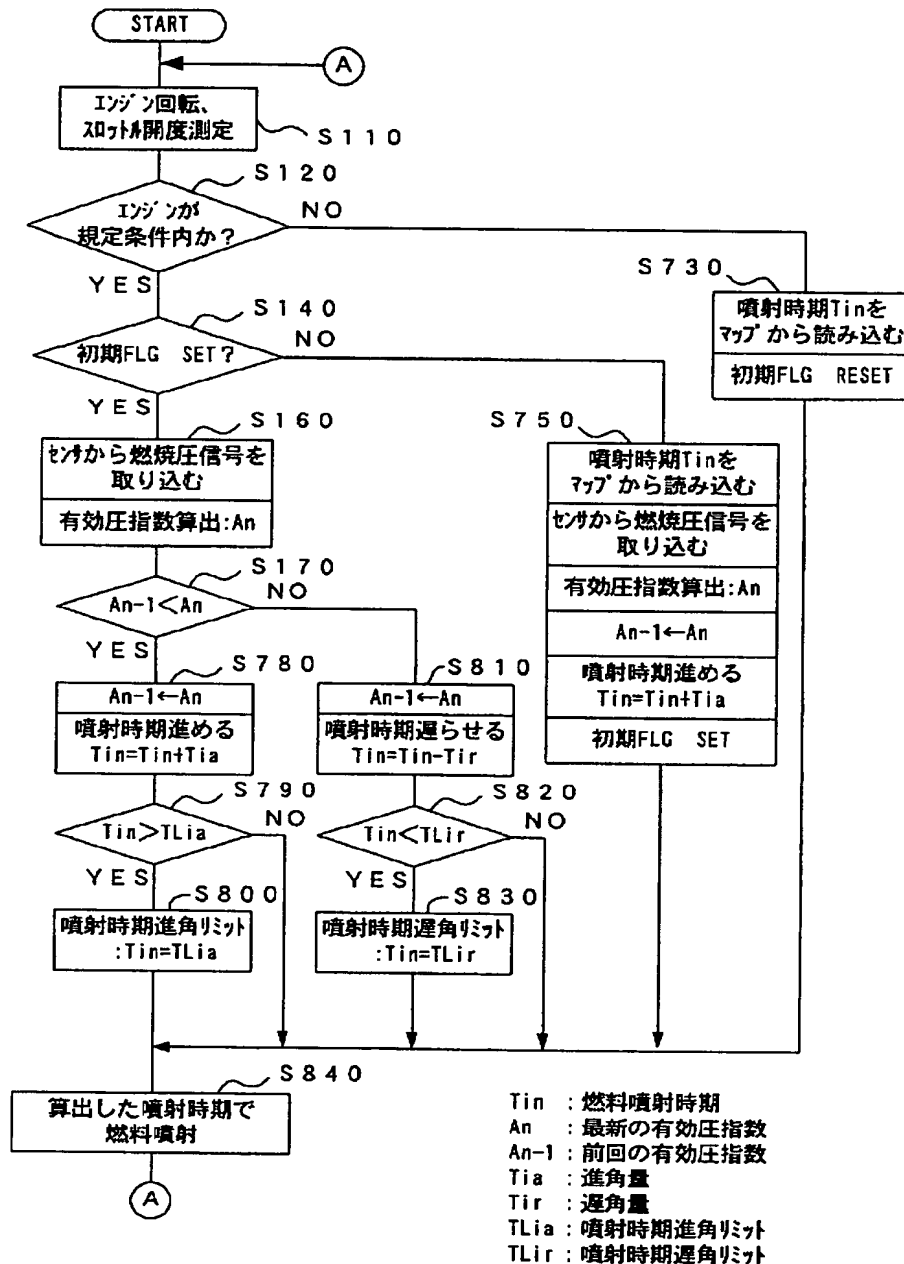
【図7】



【図8】



【図9】



フロントページの続き

(51)Int. Cl. 7

識別記号

FI

テマコード' (参考)

F02D 43/00

301

F02D 43/00

301N

F02M 25/07

550

F02M 25/07

550R

F02P 5/15

F02P 5/15

B

F ターム(参考) 3G022 AA10 CA00 DA01 DA02 EA07
FA01 FA02 FA03 FA04 FA06
FA10 GA00 GA01 GA02 GA05
GA15
3G062 CA00 DA01 DA02 FA01 FA02
FA05 FA06 FA08 GA00 GA04
GA06 GA18 GA26
3G084 BA09 BA13 BA15 BA17 BA20
CA05 DA04 EA05 EA08 EA11
EB09 EB25 FA00 FA10 FA21
FA33 FA35 FA38 FA39
3G301 HA01 HA04 JA03 KA21 MA01
MA11 MA18 NA04 NB03 NB05
NC04 ND02 NE01 NE02 NE11
NE12 NE18 NE20 PA11Z
PC01Z PC02Z PE01Z PE03Z
PE04Z PE09Z PE10Z